1972

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tomul 9 (23) Fasc. 1

IANUARIE—IUNIE
— 1964 —

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

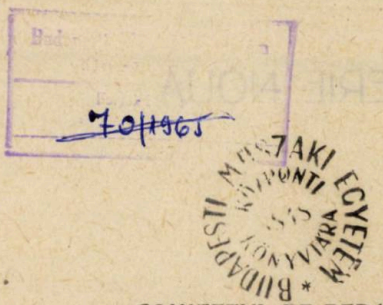
Tom 9 (23) Fasc. 1

IANUARIE — IUNIE
1964

1989

F

7414



COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil), profesor ing. C. AVRAM, membru coresp. al Academiei R.P.R., prof. Dr. C. DRĂGULESCU, membru al Acad. R.P.R., prof. Dr. ing. ȘT. NĂDĂȘAN, membru al Acad. R.P.R., prof. ing. I. ANTON, membru coresp. al Acad. R.P.R., prof. ing. AL. ROGOJAN, prof. ing. T. DORDEA, prof. O. EM. GHEORGHIU, prof. ing. V. GHEORGHIU, prof. ing. D. MATEESCU și prof. I. NANU

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate în Buletin vor fi adresate tovarășilor profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Populară Română, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraître dans le „Buletin" seront adressés a M. le Prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique Timișoara, République Populaire Roumaine, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые для публикования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Румынская Народная Республика, с примечением »для Бюллтеня«.

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIȘOARA

Seria II, Tom. 9 (23), Fasc. 1. Ianuarie-iunie 1964

SUMAR:

I. *MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ*

GH. SILAȘ, L. BRINDEU, I. GROȘANU, Sisteme de percuții aplicate corpurilor rigide în rotație 9

GH. SILAȘ, L. BRINDEU, H. KLEPP, Determinarea domeniului de contact cu frecare a corpurilor elastice avînd profile nesimetrice . 17

II. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, M. ENACHE, Electroporțelan feldspatic cu adaus de steatit 23

C. DRĂGULESCU, P. TRIBUNESCU, O. GOGU, Studiul șerpentinelor din Tișovița (Banat) în vederea valorificării chimice a componenților 29

ST. POPOVICI, MARIANA BOCIORT-POP, Influența mediului asupra vitezei de reacție 35

L. I. SAUCIUC și M. MUSTA, Derivați ai acidului 2-4 diclorfenoxiacetic 41

III. *ȘTIINȚE TEHNICE*

V. BARBU, H. THEIL, F. NEISS, D. NEGRU, Considerații teoretice asupra răcirii turbionare 45

I. BEJAN, C. UNGUREANU, E. COTOCIU, P. COJEREANU, H. GUTMAYER, Studiul uniformității pulverizării de injectoare rotative 57

V. BERINDEANU, Contribuții la studiul autoaprinderii amestecurilor omogene de aer și motorină 65

N. BOBOESCU, Influența concentrației substanței inerte într-un amestec binar asupra schimbului de căldură și substanță 75

L. BOLEANȚU și A. CORNUT, O metodă magnetică pentru evaluarea eforturilor în sîrmele unui cablu de oțel 85

D. BOTH și LUCIA FLOREA, Contribuții la sudarea prin puncte la rece a tablelor de aluminiu 95
B. HOROVITZ și N. GHEORGHIU, Contribuții la măsurarea tensiunii de montaj la curele trapezoidale 103
I. IONESCU, S. LEPȘI, L. SCALEȚCHI, C. NICA, E. STOICA, V. BOBOESCU, Stadiu și cercetări asupra elementelor de filtrare grosieră a uleiului la motorul D-36 M 111
ST. ROSINGER, Alegerea mărimii unghiului de așezare pentru cuțitele disc profilate 121
GH. SAVII, ST. ROSINGER, I. MICȘA, Date comparative privind puterile necesare la șlefuirea oțelurilor de duritate redusă pentru cazurile debitării lichidului de răcire din exterior și prin porii sculei abrazive 129
N. TECUȘAN, A. ȘANDRU, M. POPESCU, C. ȘTEFAN, I. COSMA, E. ILIE, I. NIȚĂ, Stabilirea consumului de combustibil la deplasarea în gol a tractorului U-650 135
C. UNGUREANU, N. BOBOESCU, H. THEIL, Nomograme pentru calculul injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune . . . 143
ST. BĂLTEANU, Studiu teoretic și experimental asupra zgomotelor produse de angrenaje la echipamente de tramvai 153
T. DORDEA, Asupra procesului de trecere a curentului electric prin contactul alunecător cu mercur 163
AL. ROGOJAN, Contribuții la calculul comportării în circuit a miezurilor cu ciclu de histereză rectangular 173
AL. ROGOJAN, Dispozitiv de introducere a miezurilor în instalația pentru încercarea feritelor la impuls 179
AL. ROGOJAN, M. SOCENEANȚU, Contribuții la studiul unui circuit logic cu tranzistoare 185
E. SERACIN, Contribuții cu privire la folosirea diagramelor simplificate pentru calculul acționărilor electrice cu mecanism bielă-manivelă 197
C. SORA, Despre condițiile de putere maximă și randament maxim la generatorul Hall 207
C. AVRAM, I. FILIMON, R. FRIEDRICH, Studiul rețelelor de grinzi din beton armat în stadiul plastic 215
M. BĂLĂ, GH. POPA, I. DAVID, Contribuții la calculul arcelor cu momente de inerție variabilă 223
M. BĂLĂ, GH. POPA, I. DAVID, D. FARKAS, Diagrame pentru dimensionarea arcelor încastrate cu momente de inerție variabile, pentru încărcări uniform distribuite radial 235
M. GIURCONIU, Funcționarea sub presiune a rețelei de canalizare . 245
D. GUȚESCU, I. ROSENAUER, A. MIHAESCU, Măsurarea și reprezentarea tasărilor la silozul de cereale Orțișoara 251
D. GUȚESCU, I. ROSENAUER, Considerații asupra măsurării distanțelor cu lata de bază 265
D. MATEESCU, L. GĂDEANU, E. SCHUCH, GH. MERCEA, Studiul unei îmbinări prin suprapunere executată cu o cusătură unilaterală, solicitată la întindere 279
I. MUNTEANU, Bara dreaptă cu secțiune variabilă. Coeficienți de influență pentru deplasări 287
V. ZBEGAN, C. JURA, M. GIURCONIU, TR. NICOARĂ, GH. POPA, GH. CREȚU, A. BOTA, Tratarea apelor de suprafață pentru utilizări industriale 297

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия II, Том 9 (23) выпуск 1 Январь—июнь 1964.

ОГЛАВЛЕНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

Г. СИЛАШ, Л. БРЫНДЕУ, И. ГРОШАНУ, Ударные системы приложенные жестким вращающимся телам 9
Г. СИЛАШ, Л. БРЫНДЕУ, Х. КЛЕПП, Определение области контакта с трением упругих тел с несимметричными профилями . 17

II. ХИМИЯ

Р. АБРАМОВИЧ, М. ЕНАКЕ, Полевошпатный электрофарфор с добавкой стеарита 23
К. ДРЭГУЛЕСКУ, П. ТРИБУНЕСКУ, О. ГОГУ, Исследование серпентин Тисовицы (Банат) ввиду химической эксплуатации компонентов 29
С. ПОПОВИЧ, М. БОЧИОРТ-ПОП, Влияние окружающей среды на скорость реакции 35
Л. САУЧУК, М. МУСТА, Производные 2—4 дихлорфеноксиуксусной кислоты 41

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

В. БАРБУ, Г. ТАЙЛЬ, Ф. НАЙСС, Д. НЕГРУ, К изучению вихревого эффекта охлаждения 45
И. БЕЖАН, К. УНГУРЯНУ, Е. КОТОЧИУ, П. КОЖЕРЯНУ, Г. ГУТМАЕР, Исследование равномерности распыления у роторных форсунок 57
В. БЕРИНДЯНУ, К изучению самовоспламенения однородных смесей воздуха и дизельного топлива 65
Н. БОБОЕСКУ, Влияние концентрации инертных веществ в двойных смесях на обмен тепла и вещества 75
Л. БОЛЯНЦУ, А. КОРНУТ, Магнитный метод для определения напряжений в проволоках стального кабеля 85

Д. БОТ, Л. ФЛОРЯ, К холодной точечной сварке алюминиевых стержней 93
Б. ХОРОВИЦ, Н. ГЕОРГИУ, К проверке начального натяжения клиновых ремной 103
И. ИОНЕСКУ, С. ЛЕПШИ, Л. СКАЛЕЦКИЙ, К. НИКА, Е. СТОЙКА, В. БОБОЕСКУ, Исследование и испытание элементов фильтров грубой очистки масла двигателя Д-36-М 111
С. РОЗИНГЕР, Подбор величины заднего угла для профилированных круглых резцов 121
Г. САВИЙ, С. РОЗИНГЕР, И. МИКША ,Сравительные данные, относящиеся к необходимым мощностям, при шлифовании сталей малой твердости, для случая подачи охлаждающей жидкости снаружи и сквозь поры абразивного диска 129
Н. ТЕКУШАН, А. САНДРУ, М. ПОПЕСКУ, К. ШТЕФАН, И. КОСМА, Е. ИЛИЕ, И. НИЦЭ, Установление расхода горючего при передвижении незагруженного трактора типа U-650 135
К. УНГУРЯНУ, Н. БОБОЕСКУ, Г. ТАЙЛЬ, Номограмма для расчета пневматических форсунок низкого давления 143
С. БЭЛТЯНУ, Теоретическое и экспериментальное исследование шума зацеплений в трамвайных вагонах 153
Т. ДОРДЯ, О процессе прохождения электрического тока через скользящий контакт со ртутью 163
А. РОГОЖАН, К расчету поведения в цепи сердечников с прямоугольным гистерезисным циклом 173
А. РОГОЖАН, Приспособление для введения сердечников в установку для испытания ферритов на импульс 179
А. РОГОЖАН, А. СОЧЕНЯНЦУ, К изучению логической цепи на транзисторах 185
Е. СЕРАЧИН, О использовании упрощенных диаграмм при расчете электроприводов с кривошипно-шатунным механизмом . . . 197
К. ШОРА, Об условиях максимальной мощности и максимального к.п.д. генератора Холла 207
К. АВРАМ, И. ФИЛИМОН, Р. ФРИЕДРИХ, Исследование железобетонных перекрестных балок в пластической стадии . . . 215
М. БЫЛЭ, Г. ПОПА, И. ДАВИД, К расчету врезанных арок с переменными моментами инерции 223
М. БЫЛЭ, Г. ПОПА, И. ДАВИД, Д. ФАРКАШ, Диаграммы для определения размеров двойных врезанных арок с переменными моментами инерции, для равномерно и радиально распределенных нагрузок, расчитанных электронной машиной МЕСІРТ-1 . 235
М. ЖУРКОНИУ, Работа канализационной сети под давлением . . 245
Д. ГУЦЕСКУ, И. РОЗЕНАУЭР, А. МИХЭИЛЕСКУ, Измерение и представление осадок в зерновом силосе в Орцишоаре . . . 251
Д. ГУЦЕСКУ, И. РОЗЕНАУЭР, К вопросу об измерении рейкой с марками 265
Д. МАТЕЕСКУ, Л. ГЭДЯНУ, Е. ШУХ, Г. МЕРЧЯ, Исследования соединения внахлестку со сварным однофланговым швом, подверженным чистому растяжению 279
И. МУНТЯНУ, Прямая балка с переменным сечением. Коэффициенты влияния для перемещений 287
В. ЗБЕГАН, К. ЖУРА, М. ЖУРКОНИУ, Т. НИКОАРЭ, Г. ПОПА, Г. КРЕЦУ, А. БОТА, Обработка поверхностных вод в промышленных целях 297

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIŞOARA

II-sèrie, tome 9 (23), Fascicole I Janvier-Juin 1964

SOMMAIRE

I. *MATHÉMATIQUE — PHYSIQUE — MÉCANIQUE*

GH. SILAŞ, L. N. BRÎNDEU et I. GROŞANU, Systèmes des percussions appliqués aux corps rigides en rotation 9

GH. SILAŞ, L. N. BRÎNDEU st H. KLEPP, La détermination du domaine de contact a frottement des corps élastiques ayant des profils asymetriques 17

II. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, Electroporcelaine feldspatique avec ajout de steatite 23

C. DRĂGULESCU, P. TRIBUNESCU ET OLGA GOGU, L'étude des serpentines de Tisovitsa (Banat) en vue de la valorification chimique des componentes 29

ST. POPOVICI et MARIANA BOCIORT-POP, L'influence du milieu sur la vitesse de réaction 35

L. I. SAUCIUC et M. MUSTA, Derivate der 2,4-Dichlorphenoxiessigsäure 41

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

V. BARBU, H. THEIL, F. NEISS und D. NEGRU, Teoretische Betrachtungen über die Kälteerzeugung mit Hilfe des Wirbelrohres . . 45

I. BEJAN, C. UNGUREANU, E. COTOCIU, P. COJEREANU, H. GUTMAYER, Studium über die Zerstaubungsgleichmässigkeit bei rotierenden Injektoren 57

V. BERINDEAN, Contributions à l'étude de l'auto-allumage des mélanges homogènes de l'air et gasoil 65

N. BOBOESCU, Der Einfluss der Konzentration der inerten Substanz eines Zweistoffgemisches, auf den Warme- und Stoffanstandes . 75

L. BOLEANTU und AL. CORNUT, Eine magnetische Methode zur Bestimmung der Spannung in den Drähten eines Drahtseiles . . . 85

D. BOTH et L. FLOREA, Contributions au soudage a froid par points des barres d'aluminium 93
B. HOROVITZ et N. GHEORGHIU, Contribution à la mesure de l'effort de montage des courroies trapezoidales 103
I. IONESCU, S. LEPSI, L. SCALETCHI, C. NICA, E. STOICA et VIRGINIA BOBOESCU, Studien und Untersuchungen der Elemente für grobe Filtration des Öles bei den Motor D-36 M 111
ST. ROSINGER, La determination de la grandeur de l'angle de mise des couteaux disques profilés 121
GH. SAVII, ST. ROSINGER et I. MICȘA, Valeurs comparatives des puissances necéssaires à la rectification des aciers de dureté réduite pour les cases de refroidissement, éxterieur et le débit de liquid au travers des pores du disque abrasif 129
N. TECUȘAN, A. ȘANDRU, M. POPESCU, C. ȘTEFAN, I. COSMA, E. ILIE et I. NIȚĂ, L'établissement de la consumation du combustible au deplacement dans le vide du tracteur 135
C. UNGUREANU, N. BOBOESCU et H. THEIL, Nomogramme zur Berechnung von Niederdruckluftzerstäubern 143
ȘT. BĂLTEANU, Étude theorique experimental sur les bruits produits par des angrenages aux equipements de tramvay 153
T. DORDEA, Sur le processus de passage du courant electrique par le contact glissant a mercure 163
AL. ROGOJAN, Beiträge zum Berechnen des Verhaltens im Stromkreis der Kerne mit rechteckiger Hysteresesschleife 173
AL. ROGOJAN, Vorrichtung zum Einführen der Ferritkerne in die Messeinrichtungen 179
AL. ROGOJAN et A. SOCENEANȚU, Beiträge zum Studium eines logischen Kreises mit Transistoren 185
E. SERACIN, Contributions concernant l'utilisation des diagrammes simplifiés pour le calcul des entraînements électriques à mécanisme biellemanivelle 197
C. SORA, Sur les conditions de puissance maximum et de rendement maximum au generateur Hall 207
C. AVRAM, I. FILIMON et R. FRIEDRICH, L'étude des réseaux de poutres de béton armé en stade plastique 215
M. BĂLĂ, GH. POPA et I. DAVID, Contributions au calcul des arcs encastrés avec des moments d'inertie variable 223
M. BĂLĂ, GH. POPA, I. DAVID et D. FARKAS, Diagrammes pour la mesure des arcs doublement encastrés avec des moments d'inertie variable, pour des chargements uniformement radial distribues, calcules avec M.E.C.I.P.T. 1 235
M. GIURCONIU, Das Funktionieren, unter dem Druck, des Kanalisierungsnetzes 245
D. GUTESCU, I. ROSENAUER et A. MIHAESCU, La mesurage et le representation de tassement des silos de céréeales d'Orțișoara . 251
D. GUTESCU et I. ROSENAUER, Considérations sur la mesure des distances avec „Stadia Bala" 265
D. MATEESCU, L. GADEANU, ELENA SCHUCH et GH. MERCEA, Étude d'un joint par recouvrement réalisé par une soudure unilatérale, soumis a un effort de traction 279
I. MUNTEANU, La barre droite à section variable. Les coefficients d'influence pour les deplacements 287
V. ZBEGAN, C. JURA, M. GIURCONIU, T. NICOARĂ, GH. POPA, GH. CREȚU et A. BOTA, Oberflächenwasserbehandlung für industrielle Zwecke 297

SISTEME DE PERCUȚII APLICATE CORPURILOR RIGIDE ÎN ROTAȚIE *

DE

GH. SILAȘ, L. N. BRINDEU, I. GROȘANU

Fiind dat un corp supus la legături, de obicei se studiază numai cazul cînd asupra corpului acționează o singură percuție. Astfel au fost studiate axa și centrul de percuție pentru un corp ce se poate roti în jurul unei axe fixe [1], [2], [5] sau în jurul unui punct fix [3]. În această lucrare ne propunem să studiem cel mai general caz cînd asupra corpului acționează simultan mai multe percuții.

Vom presupune că percuțiile exterioare $\bar{P}_i$ $(i=1, 2, 3, \ldots n)$ care lucrează asupra corpului se reduc la un torsor minimal format din rezultanta $\bar{P}$ și momentul rezultant $\bar{L}$ situate pe axa centrală. În felul acesta problema propusă generalizează cazul cunoscut al unei singure percuții aplicate corpului.

1. Să considerăm un corp (S) care la momentul t se găsește în mișcare de rotație instantanee oarecare $\bar{\omega}$. Sub acțiunea percuțiilor exterioare, în punctele fixe ale corpului apar percuțiile de legătură corespunzătoare. În anumite condiții percuțiile de legătură pot fi nule. Pentru aceste cazuri axa centrală a sistemului de percuții exterioare date o vom numi axa percuției, iar unul din punctele axei, centru de percuție.

Efectul produs de percuțiile exterioare asupra corpului poate fi studiat aplicînd legile cunoscute. În raport cu punctul fix O de pe axa de rotație vom avea:

$$\Delta\bar{H}=\bar{P}+\bar{P}'$$

$$\Delta\bar{K}=\bar{r}\times\bar{P}+\bar{L}+\bar{L}' \qquad (1)$$

În relațiile (1) $\bar{r}=\overline{OA}$, A fiind un punct de pe axa centrală a percuțiilor aplicate corpului cu torsorul minimal $(\bar{P}, \bar{L})$ iar $(\bar{P}', \bar{L}')$ reprezintă torsorul de reducere al percuțiilor de legătură în raport cu punctul O. Mai putem scrie $\bar{L}=p\bar{P}$ (p — pasul torsorului minimal).

---

* Lucrare comunicată la a X-a Sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 27—28 aprilie 1963.

Vom căuta acum condițiile necesare și suficiente ce trebuie îndeplinite pentru ca torsorul percuțiilor de legătură să fie nul. În primul rînd este necesar să fie verificate ecuațiile ce se deduc din (1) și anume :

$$\Delta\bar{H}=\bar{P}$$

$$\Delta\bar{K}=\bar{r}\times\bar{P}+\bar{L}. \tag{2}$$

Ținînd seama că avem

$$\Delta\bar{H}=M(\Delta\bar{\omega}\times\bar{r}_G) \tag{3}$$

se deduce din prima ecuație una din condiții, anume *oricare ar fi rotația* $\bar{\omega}$ *ce trece prin O axa percuției trebuie să fie perpendiculară pe vectorul* $\overline{OG}$ *(G — centrul de greutate)*. Mai rezultă că variația vitezei unghiulare $\Delta\bar{\omega}$ este situată într-un plan perpendicular pe axa percuției.

Considerînd cazul corpului cu două puncte fixe O și O_1, *deoarece axa percuției trebuie să fie perpendiculară pe* $\overline{OG}$ *și* $\overline{O_1G_1}$ *va trebui să fie perpendiculară pe planul determinat de axa de rotație* $\overline{OO_1}$ *și de centrul de greutate G.*

În acest caz să alegem un sistem de axe cu originea în O, astfel ca planul $O\xi\eta$ să fie determinat de axa de rotație $O\xi$ și de centrul de greutate $G(\zeta_G=0)$. Din condițiile (2) obținem acum :

$$M\eta_G\cdot\Delta\omega=P$$

$$I_\xi\Delta\omega=\eta\cdot P,\quad I_{\xi\eta}\Delta\omega=\xi\cdot P,\quad -I_{\xi\zeta}\Delta\omega=pP. \tag{4}$$

Variația vitezei unghiulare $\Delta\omega$ datorită percuțiilor se determină folosind prima relație din (4), $(\eta_G\neq 0)$. Ea este independentă de $\bar{\omega}$. De asemenea din aceleași relații mai rezultă care trebuie să fie axa percuției, anume :

$$\xi=\frac{I_{\xi\eta}}{M\eta_G},\quad \eta=\frac{I_\xi}{M\eta_G}. \tag{5}$$

Ultima ecuație din (4) reprezintă o condiție de existență a axei percuției, care se scrie :

$$I_{\xi\zeta}=-Mp\eta_G. \tag{6}$$

Condiția de existență a axei percuției (6) este mai generală decît cea corespunzătoare percuției unice $(p=0)$ [5]. Pentru un corp care se rotește în jurul unei axe fixe date putem face să existe întotdeauna o axă a percuției. Pentru aceasta elementele torsorului minimal vor fi luate în așa fel încît raportul lor să fie egal cu valoarea lui $p=-\frac{I_{\xi\zeta}}{M\eta_G}$, calculată din (6).

Din cele de mai sus rezultă următoarea proprietate : pentru un corp ce se rotește în jurul unei axe fixe asupra căruia acționează un sistem de percuții oarecare cu singura condiție ca pasul să verifice ecuația (6) axa percuției există și are o poziție independentă de viteza unghiulară $\bar{\omega}$ și de sistemul de percuții.

Fie O'' intersecția planului dus prin axa percuției perpendicular pe axa de rotație. Considerăm un nou sistem de axe $O'\xi'\eta'\zeta'$ paralel cu primul. Vom lua axa $O'\zeta'$ să treacă prin O'' în așa fel ca să avem :

$$O'O'' = \frac{p\eta_G}{\xi_G - \xi} \qquad (\xi_G \neq \xi).$$

Ținînd seama de condiția de existență (6) și calculînd momentele de inerție centrifugale față de noul sistem obținem :

$$I_{\xi'\eta'} = I_{\xi\eta} - M\eta_G\xi = 0$$

$$I_{\xi'\zeta'} = I_{\xi\zeta} + Mp\eta_G = 0.$$

Aceste rezultate ne arată că, fiind îndeplinită condiția de existență (6) dreapta $O'\xi'$ paralelă cu axa de rotație este principală de inerție relativ la punctul O'. În cazul $p=0$, O' coincide cu O'' și se regăsește condiția clasică cunoscută.

2. Să considerăm cazul corpului cu un punct fix O. Vom alege un sistem de axe cu originea chiar în punctul fix, axa $O\eta$ să treacă prin centrul de greutate, iar axa $O\zeta$ să fie paralelă cu axa percuției (am presupus că e îndeplinită condiția ca axa percuțiilor să fie perpendiculară pe $\overline{OG}$),

Dacă proiectăm relațiile de condiție (2) pe sistemul de axe ales, avem :

$$\begin{aligned} -M\eta_G\Delta\omega_\xi = 0 \qquad & M\eta_G\Delta\omega_\xi = P \\ I_\xi\Delta\omega_\xi - I_{\xi\eta}\Delta\omega_\eta - I_{\xi\zeta}\Delta\omega_\zeta &= \eta P \\ -I_{\xi\eta}\Delta\omega_\xi + I_\eta\Delta\omega_\eta - I_{\eta\zeta}\Delta\omega_\zeta &= -\xi P \\ -I_{\xi\zeta}\Delta\omega_\xi - I_{\eta\zeta}\Delta\omega_\eta + I_\zeta\Delta\omega_\zeta &= pP \end{aligned} \tag{7}$$

Rezolvînd sistemul (7) rezultă că axa percuției are ecuațiile :

$$\xi = \frac{\lambda_{\xi\zeta} + Mp\eta_G I_\eta}{M\eta_G I_{\eta\zeta}} \qquad \eta = \frac{\lambda_{\eta\zeta} + Mp\eta_G I_{\xi\eta}}{M\eta_G I_{\eta\zeta}} \tag{8}$$

unde :

$$\lambda_{\xi\zeta} = I_{\xi\eta}I_{\eta\zeta} + I_\eta I_{\xi\zeta}; \quad \lambda_{\eta\zeta} = I_\xi I_{\eta\zeta} + I_{\xi\eta}I_{\xi\zeta}.$$

Din aceleași ecuații se determină variația vitezei unghiulare și anume :

$$\Delta\omega_\xi = \frac{P}{M\eta_G}, \quad \Delta\omega_\eta = -\frac{P}{M\eta_G I_{\eta\zeta}}(I_{\xi\zeta} + Mp\eta_G), \quad \Delta\omega_\zeta = 0$$

sau

$$\Delta\bar{\omega} = \frac{P}{M\eta_G I_{\eta\zeta}}[I_{\eta\zeta}\bar{\xi}_0 - (I_{\xi\zeta} + Mp\eta_G)\bar{\eta}_0]$$

care cum se vede, este independentă de $\bar{\omega}$.

Din cele de mai sus, rezultă că *în cazul corpului cu punct fix, există întotdeauna o axă a percuției de o direcție dată perpendiculară pe* $\overline{OG}$, *pozi-*

ția ei depinde de valoarea p a pasului torsorului percuțiilor exterioare dar este aceeași oricare ar fi rotația $\bar{\omega}$ ce trece prin punctul fix O.

Mulțimea axelor percuției corespunzătoare tuturor direcțiilor perpendiculare pe $\overline{OG}$, pentru aceeași valoare a lui p au ca loc geometric un paraboloid hiperbolic cu planul director perpendicular pe $\overline{OG}$. Mulțimea axelor percuției, corespunzătoare unei direcții perpendiculare pe $\overline{OG}$ (p luînd toate valorile), au ca loc geometric un plan a cărui ecuație se deduce din (8) și anume :

$$I_{\xi\eta}\xi - I_{\eta}\eta = \frac{I_{\xi\eta}\lambda_{\xi\zeta} - I_{\eta}\lambda_{\eta\zeta}}{M\eta_G I_{\eta\zeta}}.$$

Pentru $p=0$ relațiile (8) se reduc la cele stabilite pentru cazul unei singure percuții exterioare [3].

Să schimbăm sistemul de axe. În planul $\xi O\eta$ să considerăm axele $O\xi'$ și $O\eta'$ ($O\xi'$ să coincidă cu $\Delta\omega$), $O\zeta'$ va coincide cu $O\zeta$. Unghiul α dintre axa $O\xi$ și $O\xi'$ va fi dat de formula

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{I_{\xi\zeta} + Mp\eta_G}{I_{\eta\zeta}}. \qquad (6')$$

Considerînd noul sistem de axe $O\xi'\eta'\zeta'$ determinat mai sus putem pune în evidență o metodă unitară de determinare a axei de percuție a corpului cu punct fix și a corpului cu axă fixă. Într-adevăr în cazul corpului cu punct fix, fiind date pasul p și direcția axei percuției, ecuațiile axei percuției (8) în noul sistem devin identice cu (5). Pe de altă parte ținînd seama de formula (6'), față de noul sistem și condiția (6) este identic verificată. În cazul corpului cu axă fixă relația (6') reprezintă chiar condiția de existență a axei percuției.

3. Am văzut că axele percuției, pentru o valoare dată a lui p, se găsesc pe un paraboloid hiperbolic. Ne propunem să studiem această suprafață.

Pentru aceasta se observă că relațiile (2) se pot scrie :

$$\overline{\Delta K} = \bar{r} \times \overline{\Delta H} + p\overline{\Delta H} \qquad (10)$$

Fie $Oxyz$ sistemul de axe principale de inerție în raport cu punctul O. Ținînd seama de expresiile lui $\overline{\Delta H}$ și $\overline{\Delta K}$, din (10) vom obține :

$$\begin{aligned}
&(yy_G + zz_G - a^2)\Delta\omega_x - (yx_G - pz_G)\Delta\omega_y - (zx_G + py_G)\Delta\omega_z = 0\\
&-(xy_G + pz_G)\Delta\omega_x + (xx_G + zz_G - b^2)\Delta\omega_y - (xy_G - px_G)\Delta\omega_z = 0 \qquad (11)\\
&-(xz_G - py_G)\Delta\omega_x - (yz_G + px_G)\Delta\omega_y + (xx_G + yy_G - c^2)\Delta\omega_z = 0
\end{aligned}$$

unde a, b, c sînt razele de inerție principale față de axe, iar x, y, z coordonatele unui punct de pe axa percuției. Am obținut astfel un sistem liniar

și omogen în $\Delta\omega_x$, $\Delta\omega_y$, $\Delta\omega_z$. Cum acestea nu sînt toate nule înseamnă că determinantul sistemului trebuie să fie nul, adică :

$$\begin{vmatrix} yy_G+zz_G-a^2 & -yy_G+pz_G & -zx_G-py_G \\ -xy_G-pz_G & xx_G+zz_G-b^2 & -zy_G+px_G \\ -xz_G+py_G & -yz_G-px_G & xx_G+yy_G-c^2 \end{vmatrix}=0. \qquad (12)$$

Relația (12) va reprezenta ecuația locului geometric al axelor percuțiilor. Dezvoltînd determinantul se obține ecuația sub forma :

$$f(x, y, z)-pg(x, y, z)+p^2h=0 \qquad (13)$$

unde :

$$f(x,\ y,\ z)=a^2x_G^2x^2+b^2y_G^2y^2+c^2z_G^2z^2+(a^2+b^2)\,x_Gy_Gxy+(b^2+c^2)\,y_Gz_Gyz+$$

$$+(c^2+a^2)\,x_Gz_Gxz-a^2(b^2+c^2)\,x_Gx-b^2(c^2+a^2)\,y_Gy-c^2(a^2+b^2)\,z_Gz+a^2b^2c^2.$$

$$g(x,\ y,\ z)=(b^2-c^2)\,y_Gz_Gx+(c^2-a^2)\,x_Gz_Gy+(a^2-b^2)\,x_Gy_Gz.$$

$$h=a^2x_G^2+b^2y_G^2+c^2z_G^2.$$

În particular, constatăm că dacă se aplică o percuție exterioară unică ($p=0$), atunci locul geometric (13) se reduce la $f(x, y, z)=0$ obținut și în altă lucrare [3].

Se observă și din calcule că ecuația (13) reprezintă un paraboloid hiperbolic deoarece invarianții cuadricei sînt :

$$I=h,\ J=-\frac{1}{4}[(a^2-b^2)^2x_G^2y_G^2+(b^2-c^2)^2y_G^2z_G^2+(c^2-a^2)\,x_Gz_G],\ \delta=0$$

$$\Delta=\frac{1}{16}(a^2-b^2)(b^2-c^2)(c^2-a^2)\,x_Gy_Gz_G\,\{(a^2-b^2)(b^2-c^2)(c^2-a^2)\,x_Gy_Gz_G-$$

$$-2p[(a^2-b^2)\,x_G^2y_G^2+(b^2-c^2)\,y_G^2z_G^2+(c^2-a^2)\,x_G^2z_G^2]\}+$$

$$+\frac{1}{16}p^2[(a^2-b^2)^2x_G^2y_G^2+(b^2-c^2)^2y_G^2z_G^2+(c^2-a^2)^2x_G^2z_G^2]^2. \qquad (14)$$

În cazul cînd două momente de inerție principale sînt egale și planul determinat de axele corespunzătoare conține centrul de greutate G sau centrul de greutate G se află pe una din axele de coordonate, atunci cuadrica (13) se reduce la două plane. Același lucru se mai întîmplă pentru cazul cînd constanta p ar fi egală cu valoarea determinată prin anularea expresiei lui Δ.

4. Să presupunem cunoscut la un moment dat, un punct $A(x_A, y_A, z_A)$ de pe axa percuției. Ne propunem să determinăm pasul p, axa de percuție corespunzătoare și direcția axei după care este dirijat vectorul $\Delta\omega$.

Punctul A trebuie să fie situat pe cuadrica (13), deci :

$$f(x_A, y_A, z_A)-pg(x_A, y_A, z_A)+p^2h=0 \qquad (15)$$

ecuație din care se poate determina p.

Ecuația (15), fiind de gradul doi în p, admite în general două soluții. Natura lor depinde de semnul discriminantului

$$\psi = g^2 - 4fh. \tag{16}$$

Discriminantul ψ este o funcție de gradul doi în raport cu coordonatele punctului A. Funcția $\psi(x, y, z) = 0$ reprezintă deci o cuadrică. Dacă punctul A este situat în regiunea spațiului pentru care $\psi > 0$ rezultă două valori distincte pentru p. Dacă punctul A se află chiar pe cuadrica $\psi = 0$ cele două valori sînt confundate. În ambele situații punctul A poate fi considerat ca centru de percuție. Axa de percuție corespunzătoare va fi una din generatoarele ce trec prin A ale paraboloidului hiperbolic (13). Dacă punctul A se află în regiunea unde $\psi < 0$, atunci rădăcinile sînt imaginare deci punctul A nu poate fi centru de percuție, nu avem soluție în acest caz.

Fie $M(x', y', z')$ un punct de pe dreapta dusă prin O paralelă cu $\Delta\bar{\omega}$. Considerînd sistemul (11) se găsește ecuația suportului lui $\Delta\bar{\omega}$ și anume:

$$\frac{x'}{v_1 w_2 - v_2 w_1} = \frac{y'}{u_2 w_1 - u_1 w_2} = \frac{z'}{u_1 v_2 - u_2 v_1} \tag{17}$$

unde:

$$u_1 = y_A y_G + z_A z_G - a^2, \quad v_1 = -y_A x_G + p z_G, \quad w_1 = -z_A x_G - p y_G$$

$$u_2 = -x_A y_G - p z_G, \quad v_2 = x_A x_G + z_A z_G - b^2, \quad w_2 = -z_A y_G - p x_G$$

În general suportul lui $\Delta\bar{\omega}$, determinat anterior, nu coincide cu $\bar{\omega}$. Dacă pe axa de rotație ω am fixa un al doilea punct O' (cazul axei fixe OO') percuțiile cu pasul p, cu axa de percuție determinată anterior, ar face ca în O' să apară percuții de legătură, care împiedică axa de rotație să treacă din poziția $\bar{\omega}$ în poziția $\bar{\omega} + \Delta\bar{\omega}$. Dacă însă axa de rotație coincide cu $\Delta\bar{\omega}$ aceste percuții de legătură vor fi nule întrucît direcțiile $\bar{\omega}$ și $\bar{\omega} + \Delta\bar{\omega}$ coincid.

În concluzie, fiind dat un punct O al axei de rotație fixe și un punct A al axei de percuție, acestora le corespund o axă de percuție bine determinată, precum și o axă fixă unică, ce coincide cu suportul lui $\Delta\bar{\omega}$.

Presupunem pasul p determinat de ecuația (15). Considerăm însă toate axele de percuție corespunzătoare acestei valori situate pe paraboloidul hiperbolic (13). Fiecărei axe de percuție de pe hiperboloidul (13) îi va corespunde un suport a lui $\Delta\bar{\omega}$ ce trece prin O de ecuație (17). Locul geometric al tuturor suporturilor vectorului $\Delta\bar{\omega}$ va fi un con cu vîrful O. Acest con va avea următoarea ecuație:

$$(a^2 - b^2) x'y'z_G + (b^2 - c^2) x_G y'z' + (c^2 - a^2) x'y_G z' =$$

$$= p\,[(x'y_G - x_G y')^2 + (y'z_G - y_G z')^2 + (z'x_G - z_G x')^2]. \tag{18}$$

5. În cele de mai sus ne-am referit la un punct fix O al corpului pe care l-am ales ca origine a axelor de coordonate. Pentru a putea considera ca punct fix O orice punct al corpului, vom transpune rezultatele precedente în sistemul de axe format din axele centrale principale de inerție. Originea sistemului va fi centrul de greutate G. Un punct A va fi determinat prin vectorul de poziție $\bar{r}_1 = \overline{GA}$, iar O prin $\bar{R} = \overline{GO} = -\overline{OG}$.

În cazul percuțiilor de legătură nule, scriind legile percuției în raport cu centrul de greutate se obține :

$$\overline{\Delta H}=\overline{P},$$

$$\overline{\Delta K_G}=\overline{r_1}\times\overline{P}+p\overline{P}. \tag{19}$$

De aici rezultă :

$$\overline{\Delta K_G}=\overline{r_1}\times\overline{\Delta H}+p\overline{\Delta H}. \tag{20}$$

Ținînd seama că avem :

$$\overline{\Delta H}=-M(\overline{\Delta\omega}\times\overline{R})$$

se observă că relația (20) se obține din (10) înlocuind $\overline{r}$, $\overline{\Delta K}$ și $\overline{r_G}$ respectiv prin $\overline{r_1}$, $\overline{\Delta K_G}$ și $-\overline{R}$. Proiectînd această relație pe axe obținem un sistem de ecuații de forma (11) unde vom pune (x_1, y_1, z_1) în loc de (x, y, z), $(-X, -Y, -Z)$ în loc de (x_G, y_G, z_G) și razele de inerție principale (a_1, b_1, c_1) în loc de (a, b, c). În acest fel obținem ecuația paraboloidului hiperbolic (locul geometric al axelor de percuție) raportat la noul sistem, care se deduce din ecuația (13), făcînd înlocuirile de mai sus.

Ecuația suportului vectorului $\Delta\overline{\omega}$ se va obține din (17) făcînd pe lîngă substituțiile arătate mai înainte și următoarele înlocuiri : (x_1', y_1', z_1') în loc de (x', y', z') și (x_{1A}, y_{1A}, z_{1A}) în loc de (x_A, y_A, z_A). Dacă suportul lui $\Delta\overline{\omega}$ îl ducem prin O ecuația acestui suport se va obține din cea dinainte prin înlocuirea lui (x_1', y_1', z_1') prin $(x_1'-X, y_1'-Y, z_1'-Z)$.

Ținînd seama de substituirile de mai sus putem scrie față de noul sistem de axe ecuația conului (18) care devine :

$$(a_1^2-b_1^2)(x_1'y_1'Z+XYz_1')+(b_1^2-c_1^2)(Xy_1'z_1'+x_1'YZ)+(c_1^2-a_1^2)(x_1'Yz_1'+Xy_1'Z)+$$

$$+p[(x_1'Y-Xy_1')^2+(y_1'Z-Yz_1')^2+(z_1'X-x_1'Z)^2]=0. \tag{21}$$

Acest con degenerează în plane dacă expresia :

$$E=(a_1^2-b_1^2)(b_1^2-c_1^2)(c_1^2-a_1^2)\ XYZ-p\ [(a_1^2-b_1^2)^2X^2Y^2+(b_1^2-c_1^2)^2Y^2Z^2+$$

$$+(c_1^2-a_1^2)^2X^2Z^2] \tag{22}$$

este egală cu zero.

BIBLIOGRAFIE

1. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu I., Bul. șt. și tehnic I.P.T., Timișoara, Romînia, 1959, tom 4 (18), pp. 197—201.
2. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Bul. șt. și tehnic I.P.T., Timișoara, Romînia, 1961, tom 6 (20), fasc. 1, pp. 19—25.
3. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Bul. șt. și tehnic I.P.T., Timișoara, Romînia, 1961, tom 6 (20), fasc. 1, pp. 27—31.
4. Vîlcovici V., Bălan St., Voinea R., *Mecanica teoretică*, București, Romînia, Ed. tehnică, 1959, pp. 659—663.
5. Stoenescu A., Silaș Gh., *Mecanică teoretică*, București, Romînia, Ed. did. și pedagogică, 1963, pp. 534—537.

УДАРНЫЕ СИСТЕМЫ ПРИЛОЖЕННЫЕ ЖЕСТОКИМ ВРАЩАЮЩИМСЯ ТЕЛАМ

(РЕЗЮМЕ)

Ударная система с шагом p прилагается телу с неподвижной точкой или осью. Ставя условие нулевых ударов связи, устанавливаются следующие результаты :

1. В случае тела с неподвижной осью, условие существования ударной оси будет (6), а ударная ось (5).

2. В случае тела с неподвижной точкой, ударная ось должна быть перпендикулярна прямой $\overline{OG}$. Для данного значения шага ударные оси должны быть расположены на параболичном гиперболоиде (13) с направляющей плоскостью перпендикулярной $\overline{OG}$. Для данного направления ударной оси и переменного шага p, ударные оси будут расположены в одной плоскости (9).

3. Для данного значения шага и определенной соответствующей ударной оси, спора вектора $\Delta\omega$ проведеная через точку O имеет уравнение (7).

При помощи уравнения (20) предыдущие результаты переносятся в систему главных центральных инерционных осей.

SYSTÈMES DE PERCUSSIONS APPLIQUÉS AUX CORPS RIGIDES EN ROTATION

(RÉSUMÉ)

On applique à un corps à point fixe ou à axe fixe un système de percussions ayant le pas p. En mettant la condition que les percussions de liaison soient nulles on établit les résultats suivants :

1. Au cas du corps à axe fixe, la condition d'existence de l'axe de percussion est (6) et l'axe de percussion est (5).

2. Au cas du corps à point fixe l'axe de percussion doit être perpendiculaire à la droite $\overline{OG}$. Pour une valeur donnée du pas, les axes de percussion seront situés sur un paraboloïde hyperbolique (13) ayant le plan directeur perpendiculaire à $\overline{OG}$. Pour une direction donnée de l'axe de percussions et le pas p variable, les axes de percussion seront situés dans un plan (9).

3. Pour une valeur donnée du pas, et un axe de percussion correspondant déterminé le support du vecteur $\Delta\omega$ mené par le point fixe O a l'équation (17).

À l'aide de l'équation (20) les résultats précédents se transposent analytiquement dans le système d'axes centraux principaux d'inertie.

DETERMINAREA DOMENIULUI DE CONTACT CU FRECARE A CORPURILOR ELASTICE AVIND PROFILE NESIMETRICE *

DE

GH. SILAȘ, L. N. BRINDEU, H. I. KLEPP

De problema contactului pentru corpurile elastice, cînd se poate considera ca o problemă plană, s-a ocupat I. Ia. Staerman [2]. El a studiat cazurile cînd contactul inițial, adică înainte de a fi aplicate forțele, se realizează într-un punct sau de-a lungul unui segment de dreaptă.

Un caz mai general, cînd contactul inițial se face de-a lungul unui segment de dreaptă și profilele nu sînt simetrice față de axa perpendiculară pe mijlocul segmentului, este studiat de B. L. Romalis [1].

Soluția problemei pentru cazul cînd domeniul de contact este un segment de dreaptă cu capetele nerotunjite, ținînd însă seama și de frecare, este dată în lucrările [2] și [4].

In prezenta lucrare ne propunem să studiem problema plană de contact pentru cazul profilului nesimetric [1] ținînd seama de frecare.

Dacă profilele la capetele segmentului de contact sînt rotunjite este necunoscut și domeniul de contact. Pentru a determina acest domeniu se poate pune condiția ca presiunea să se anuleze în afara lui. Această condiție poate fi înlocuită cu una mai generală și mai evidentă din punct de vedere fizic ca presiunea să rămînă mărginită în apropierea capetelor, dacă acestea nu sînt puncte singulare [4], ceea ce vom face în ceea ce urmează.

1. Fie $y_1=f_1(x)$ și $y_2=-f_2(x)$ ecuația curbelor care mărginesc corpurile C_1 și C_2 (fig. 1). Presupunem că aceste funcții satisfac următoarele condiții :

$$f_i(x)=0 \qquad -b\leqslant x\leqslant b \qquad (i=1,\,2)$$

iar în punctele $-b$ și b derivatele pînă la ordinul $2m-1$, respectiv $2n-1$, ale sumei $f_1(x)+f_2(x)$ sînt și ele nule. Putem scrie deci :

$$\begin{aligned} f_1(x)+f_2(x)&=A_-(x+b)^{2m} \qquad x\leqslant -b \\ f_1(x)+f_2(x)&=A_+(x-b)^{2n} \qquad x\geqslant b \end{aligned} \tag{1}$$

*) Lucrare comunicată la a XI-a Sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

BUDAPEST MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

în aceste relații A_- și A_+ se determină din

$$A_- = \frac{1}{(2m)!}[f_1^{(2m)}(-b)+f_2^{(2m)}(-b)]$$

$$A_+ = \frac{1}{(2n)!}[f_1^{(2n)}(b)+f_2^{(2n)}(b)]$$

și deci în general vom avea $A_- \neq A_+$.

Vom presupune că după aplicarea forțelor, mijlocul domeniului de contact se deplasează cu distanța δ față de originea O a sistemului de axe și lățimea inițială $2b$ se mărește cu $2a$ (fig. 2).

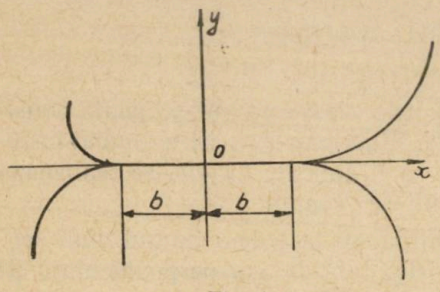


Fig. 1.

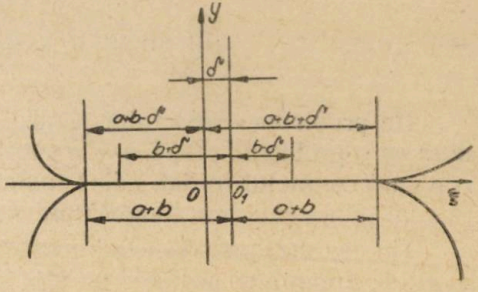


Fig. 2.

Pentru determinarea presiunii $p(t)$ în domeniul de contact vom folosi ecuația integrală [2]

$$\int_0^x p(t)\,dt + \nu \int_S p(t) \ln \frac{1}{|t-x|}\,dt = \nu f(x) \tag{2}$$

cu

$$f(x) = \frac{C - f_1(x) - f_2(x)}{\theta_1+\theta_2}, \quad \theta_1 = \frac{2}{\pi E_t}(1-\mu_i^2), \quad \nu = \frac{(\theta_1+\theta_2)\,G_1G_2}{k\,(G_1+G_2)} \tag{2'}$$

unde C este o constantă oarecare, E_t și μ_t modulele de elasticitate și coeficienții lui Poisson, G_h modulele de elasticitate transversale, k coeficientul de frecare, iar S reprezintă domeniul de contact după aplicarea forțelor.

Pentru cazul nostru ecuația integrală (1) se scrie

$$\int_0^x p(t)\,dt + \nu \int_{-a-b+\delta}^{a+b+\delta} p(t) \ln \frac{1}{|t-x|}\,dt = \nu f(x) \tag{3}$$

unde $-a-b+\delta \leqslant x \leqslant a+b+\delta$.

Prin schimbările de variabile $t=\tau+\delta$ și $x=\xi+\delta$ ecuația (3) se aduce la o formă care se poate rezolva [2] și se obține următoarea soluție:

$$p(\xi+\delta) = \frac{\sin \pi\gamma \cos \pi\gamma}{\pi} f'(\xi+\delta) - \frac{\cos^2 \pi\gamma}{\pi^2}(a+b+\xi)^{\frac{1}{2}-\gamma}(a+b-\xi)^{\frac{1}{2}+\gamma} \times$$

$$\times \int_{-a-b}^{a+b} \left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\gamma} \frac{f'(\tau+\delta)\,d\tau}{\sqrt{(a+b)^2-\tau^2}\cdot(\tau-\xi)} \tag{4}$$

unde :

$$-a-b \leqslant \xi \leqslant a+b, \quad \gamma = \frac{1}{\pi} \operatorname{arc\,tg} \frac{k(G_1+G_2)}{\pi(\theta_1+\theta_2)G_1G_2}.$$

Pentru determinarea necunoscutelor δ și a vom scrie relațiile care exprimă condiția [2] ca presiunea să aibe valori finite și la capetele segmentului de contact

$$\int_{-a-b}^{a+b} \left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\gamma} \frac{f'(\tau+\delta)\,d\tau}{\sqrt{(a+b)^2-\tau^2}} = 0, \quad \cos\pi\gamma \int_{-a-b}^{a+b} \left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\gamma} \frac{\tau f'(\tau+\delta)\,d\tau}{\sqrt{(a+b)^2-\tau^2}} = -\pi P \tag{5}$$

unde

$$P = \int_{-a-b}^{a+b} p(\tau)\,d\tau.$$

În cazul nostru funcția $f(x)$ se determină cu ajutorul relațiilor (1) și (2'), iar derivata $f'(x)$ va fi de forma :

$$\begin{aligned} f'(x) &= -\frac{2mA_-}{\theta_1+\theta_2}(x+b)^{2m-1} && x \leqslant -b \\ f'(x) &= 0 && -b < x < b \\ f'(x) &= -\frac{2nA_+}{\theta_1+\theta_2}(x-b)^{2n-1} && x \geqslant b. \end{aligned} \tag{6}$$

Ținînd seama de relațiile (6), soluția (4) devine :

$$p(\xi+\delta) = \frac{\sin\pi\gamma\cos\pi\gamma}{\pi} f'(\xi+\delta) + \frac{2\cos^2\pi\gamma}{\pi^2(\theta_1+\theta_2)}(a+b+\xi)^{\frac{1}{2}-\gamma}(a+b-\xi)^{\frac{1}{2}+\gamma} \times$$

$$\times \left[mA_- \sum_{i=0}^{2m-1} C_{2m-1}^i (b+\delta)^{2m-1-i} \cdot J_1^{(i)} + nA_+ \sum_{i=0}^{2n-1} (-1)^{i-1} C_{2n-1}^i (b-\delta)^{2n-1-i} J_2^{(i)} \right] \tag{7}$$

unde

$$\begin{aligned} J^{(i)} &= \int \left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\gamma} \frac{\tau^i d\tau}{\sqrt{(a+b)^2-\tau^2}\,(\tau-\xi)} \\ J_1^{(i)} &= \left| J^{(i)} \right|_{-a-b}^{-b-\delta} \quad \text{și} \quad J_2^{(i)} = \left| J^{(i)} \right|_{b-\delta}^{a+b}. \end{aligned} \tag{8}$$

Înlocuind în relațiile (7) și (8) expresiile (5) se obține :

$$mA_- \sum_{i=0}^{2m-1} C_{2m-1}^i (b+\delta)^{2m-1-i} I_1^{(i)} + nA_+ \sum_{i=0}^{2n-1} (-1)^{i-1} C_{2n-1}^i (b-\delta)^{2n-1-i} I_2^{(i)} = 0 \tag{9}$$

$$mA_- \sum_{i=0}^{2m-1} C_{2m-1}^i (b+\delta)^{2m-1-i} I_1^{(i+1)} + nA_+ \sum_{i=0}^{2n-1} (-1)^{i-1} C_{2n-1}^{(i)} (b-\delta)^{2n-1-i} I_2^{(i+1)} =$$

$$= \frac{\pi(\theta_1+\theta_2)}{2\cos\pi\gamma} P.$$

Aici s-au făcut următoarele notații :

$$I^{(i)}=\int\left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\gamma}\frac{\tau^{i}d\tau}{\sqrt{(a+b)^2-\tau^2}},\quad I_1^{(i)}=\left|I^{(i)}\right|_{-a-b}^{-b-\delta}\quad\text{şi}\quad I_2^{(i)}=\left|I^{(i)}\right|_{b-\delta}^{a+b}. \tag{10}$$

Integralele de forma (8) și (10) se pot calcula în funcție de $I^{(0)}$ respectiv $J^{(0)}$ cu următoarele formule :

$$I^{(i)}=(a+b)^{i}\left\{\left[1+\sum_{j=1}^{i}(-2)^{j}C_i^j\frac{(1-2\gamma)(3-2\gamma)\ldots(2j-1-2\gamma)}{2\cdot4\ldots2j}\right]I^{(0)}+\right.$$

$$\left.+\left(\frac{a+b+\tau}{a+b-\tau}\right)^{\frac{2\gamma+1}{2}}\sum_{j=1}^{i}(-1)^{j}C_i^j\frac{(a+b-\tau)^{j}}{j(a+b)^{j}}\left[1+\sum_{k=1}^{j-1}\frac{(2j-1-2\gamma)(2j-3-2\gamma)\ldots(2j-2k+1-2\gamma)}{(j-1)(j-2)\ldots(j-k)}\cdot\right.\right.$$

$$\left.\left.\cdot\frac{(a+b)^{k}}{(a+b-\tau)^{k}}\right]\right\}$$

$$J^{(i)}=\xi^{i}J^{(0)}+\sum_{j=0}^{i-1}\xi^{i-j-1}I^{(j)}. \tag{11}$$

Din relațiile (9) rezultă necunoscutele a și δ, apoi din relația (7) se poate găsi distribuția presiunilor pe suprafața de contact.

Prin particularizări se obțin soluții pentru cazurile tratate în [1] și [2] dar considerînd și frecarea.

2. Pentru determinarea necunoscutelor a și δ vom rezolva sistemul de ecuații (9) în care acestea nu apar sub formă simplă. Integralele $I_1^{(i)}$ și $I_2^{(i)}$ pot fi calculate mai ușor dacă se fac substituțiile :

$$\tau=(a+b)\tau_0,\quad \varphi=\frac{b+\delta}{a+b},\quad \psi=\frac{b-\delta}{a+b}.$$

Valorile lor se pot scrie :

$$I_\lambda^{(i)}=(a+b)^{i}I_\lambda^{*(i)}\qquad \lambda=1,2$$

unde am notat :

$$I_1^{*(i)}=\left|I^{(i)}\right|_{-1}^{-\varphi}\quad\text{şi}\quad I_2^{*(i)}=\left|I^{(i)}\right|_{\psi}^{1}.$$

Funcțiile de integrat sînt cele cuprinse în formulele (10) după înlocuirea mărimii $a+b$ cu valoarea 1. Valorile lui $I_1^{*(0)}$ și $I_2^{*(0)}$ necesare pentru calculul lui $I_1^{*(i)}$ respectiv $I_2^{*(i)}$ din formulele (11) se găsesc în graficele din fig. 3 (calculate la mașina electronică MECIPT 1).

Dacă $m=n$ atunci sistemul (9) cu ajutorul substituțiilor amintite se scrie :

$$A_-\sum_{i=0}^{2n-1}C_{2n-1}^{i}\varphi^{2n-1-i}I_1^{*(i)}+A_+\sum_{i=0}^{2n-1}(-1)^{i-1}C_{2n-1}^{i}\psi^{2n-1-i}I_2^{*(i)}=0.$$

$$A_-\sum_{i=0}^{2n-1}C_{2n-1}^{i}\varphi^{2n-1-i}I_1^{*(i+1)}+A_+\sum_{i=0}^{2n-1}(-1)^{i-1}C_{2n-1}^{i}\psi^{2n-1-i}I_2^{*(i+1)}=$$

$$=\frac{\pi(\theta_1+\theta_2)P}{2^{2n+1}\cdot n\cdot b^{2n}\cos\pi\gamma}(\varphi+\psi)^{2n}. \tag{12}$$

Se observă că relațiile (12) formează un sistem în necunoscutele φ și ψ care rezolvate ne determină pe δ și a.

Vom considera un exemplu. Fie două corpuri date în fig. 4. Vom presupune $b=0{,}6$ cm, $k=0{,}11$, $n=m=1$, $P=1\,400$ kg/cm, $T=kP=154$ kg/cm. Obținem

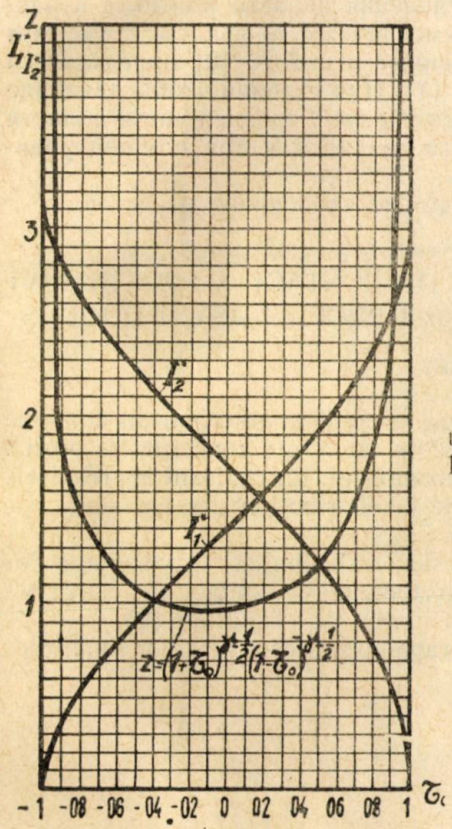


Fig. 3.

$$A_-=\frac{1}{1{,}75}+\frac{1}{5}=0{,}772,$$

$$A_+=\frac{1}{7{,}5}+\frac{1}{10}=0{,}233,\quad \gamma=0{,}05.$$

Ecuațiile (12) se scriu sub forma:

$$A_-(I_1^{*(1)}+\varphi I_1^{*(0)})+A_+[(I_2^{*(1)}+\psi I_2^{*(0)})=0$$

$$A_-(I_1^{*(2)}+\varphi I_1^{*(1)})+A_+(I_2^{*(2)}+\psi I_2^{*(1)})=$$

$$=\frac{\pi(\theta_1+\theta_2)P}{8b^2\cos\pi\gamma}(\varphi+\psi)^2$$

unde integralele $I^{*(1)}$ și $I^{*(2)}$ se calculează cu formula de recurență (11).

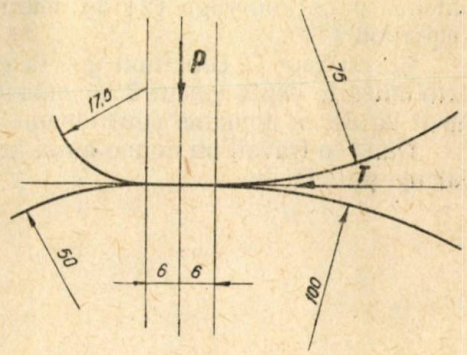


Fig. 4.

Rezolvînd acest sistem se obține $a=0{,}18$ mm. Lărgirea domeniului de contact este 0,36 mm și deplasarea mijlocului segmentului $\delta=0{,}003$ mm.

BIBLIOGRAFIE

1. Romalis B. L., Izv. AN.SSSR, Meh. i maș., Moskva, SSSR, 1962, nr. 2.
2. Staerman I. Ia., *Kontaktnaia zadacea teorii uprugosti*. Moskva, SSSR, Gostehizdat, 1949.
3. Romalis B. L., Vestnik mașinostroenia, Moskva, SSSR, 1962, nr. 4, pp. 13—18.
4. Mushelișvili N. I., *Nekotorie voprosi matematiceskoi teorii uprugosti*, Moskva-Leningrad, SSSR, Izd. AN. SSSR, 1949.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ КОНТАКТА С ТРЕНИЕМ УПРУГИХ ТЕЛ С НЕСИМЕТРИЧНЫМИ ПРОФИЛЯМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуется вопрос определения области контакта и распределения давлений в случае несимметричных профилей с учетком трения. Используя результаты полученные в работе [2] определяется распределение давлений по уравнению (4). При условии чтобы давление осталось ограниченым вблизи концов, смещение δ средней части области контакта и расширение 2a этой области получаются при помощи уравнений (9).

В работе даются графики необходимые упрощению расчетов.

LA DÉTERMINATION DU DOMAINE DE CONTACT À FROTTEMENT DES CORPS ÉLASTIQUES AYANT DES PROFILS ASYMÉTRIQUES

(RÉSUMÉ)

On étudie dans ce travail le problème de la détermination du domaine de contact et de la distribution des pressions en ce qui concerne les profils asymétriques en tenant compte aussi du frottement. En utilisant les résultats obtenus dans l'ouvrage [2] on détermine la distribution des pressions par l'équation (4).

En mettant la condition que la pression reste limitée au voisinage des extrémités le déplacement δ au milieu du domaine de contact et l'élargissement 2a de ce domaine sont obtenus au moyen de l'équation (9).

Dans ce travail on donne aussi les graphiques nécessaires por rendre les calculs plus faciles.

ELECTROPORȚELAN FELDSPATIC CU ADAUS DE STEATIT

DE

R. ABRAMOVICI, M. ENACHE

Una din tendințele care caracterizează evoluția tehnologiei porțelanurilor tehnice este cea a scăderii temperaturii de ardere. De la temperatura de 1 410 °C considerată înainte drept tipică pentru obținerea porțelanului tare, s-a ajuns azi la temperaturi de cca. 1 300 °C. Această scădere a temperaturii de ardere s-a realizat prin modificarea compoziției chimico-mineralogice a masei, în primul rînd prin mărirea proporției de fondant.

Lucrarea de față reprezintă o încercare de a se realiza același rezultat prin modificarea compoziției chimice a însăși fondantului.

După cum reiese din literatură, încercări similare au fost întreprinse de Geller și Creamer, Mc Dowel și Kraner precum și de Royer [1]. Primii au recurs la adausuri în proporții însemnate de talc ceea ce duce pe de o parte la dificultăți în cursul arderii, iar pe de altă parte la obținerea unei mase considerabil diferită de porțelanul feldspatic. Royer a obținut mase vitrefiate la temperaturi de ardere medii prin folosirea unor cantități reduse de talc, linie care a fost adoptată și în lucrarea de față în vederea scăderii temperaturii de ardere a porțelanului feldspatic.

MODUL DE LUCRU

In vederea obținerii unor date concludente la un număr cît mai redus de încercări, ne-am ghidat după modul de lucru al lui Lynch și Allen [2], adecvat pentru studiul obținerii unor mase vitrefiate și care constă în determinarea compoziției fondantului cu cea mai scăzută temperatură de fuziune. Acest fondant odată determinat a servit pentru obținerea și studiul unor mase experimentale.

Determinarea compoziției fondantului

Pentru obținerea amestecurilor fondante s-au folosit materiile prime cu compoziția chimică arătată în tabelul 1.

---

* Lucrare comunicată la a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Tabelul 1

Materialele	Oxizii componenți în %						
	SiO_2	Al_2O_3	Fe_2O_3	MgO	CaO	R_2O	PC
Feldspat de Munte Rece	66,29	20,18	0,34	0,75	0,77	10,19	1,46
Steatit de Hunedoara	60,43	0,72	0,57	31,71	1,52	—	5,39

Prin măcinare în moara cu bile s-au alcătuit amestecurile de mai jos :

Tabelul 2

Materialele	1	2	3	4	5	6	7
Steatit %	5	10	15	20	25	30	40
Feldspat %	95	90	85	80	75	70	60

Din amestecurile aglomerate cu o soluție de dextrină s-au presat epruvete de forma și dimensiunile conurilor Seger mari. Conurile au fost arse pe un suport refractar într-un cuptor cu bare de silită pînă la temperatura de înmuiere a amestecului celui mai ușor fuzibil. Ca rezultat a două arderi efectuate în condiții similare ca ritm al ridicării temperaturii, s-a constatat înmuierea conului nr. 3 la 1 160—1 170 °C. Apare deci drept indicată folosirea drept fondant a amestecului cu un conținut de 15% steatit.

Rezultatul obținut este în conformitate cu datele cuprinse în diagrama de refractaritate a sistemului feldspat-steatit stabilită de Kirkpatrik și Howat [3].

Masele de porțelan experimentale

Prin măcinare umedă pînă la rezidiul de cca. 2% pe sita de 10 000 ochiuri pe cm^2 în moara cu bile au fost alcătuite masele cu compoziția din tabelul de mai jos :

Tabelul 3

Materialele	I	II	III	IV	V
Caolin Aghireș %	55	50	45	40	40
Caolin Harghita %	10	10	10	10	10
Fondant nr. 3 %	20	25	30	35	40
Nisip cuarțos %	15	15	15	15	10

Introducerea caolinului de Harghita s-a făcut în proporție neschimbată pentru toate masele experimentale și a avut ca scop mărirea plasticității lor. Plecîndu-se de la faptul că arderea maselor de steatit se caracterizează

printr-o înmuiere rapidă, primele încercări au purtat asupra comportării în acest sens a maselor urmărite.

Cîte o baghetă din fiecare masă a fost încastrată la un capăt între două corpuri de carborund şi arse în poziţie orizontală într-un cuptor electric la temperaturile de 1 150, 1 180, 1 200, 1 230 şi 1 250 °C. Sub acţiunea propriei lor greutăţi şi pe măsura apariţiei fazei lichide, capetele libere ale baghetelor au coborît la nivele diferite marcînd astfel gradul diferit de deformare al maselor respective. Odată cu baghetele au fost arşi şi cilindri cu $H=25$ mm şi $D=25$ mm în vederea determinării porozităţii. Valorile privitoare la deformare şi porozitate sînt date în fig. 1 şi 2.

Se observă că gradul de deformare creşte pentru toate temperaturile odată cu proporţia de fondant. Cu excepţia masei I şi în parte şi a masei II (pentru temperaturile mai joase), deformarea maselor a fost înaintată atingînd valori însemnate chiar la temperaturi joase.

Alura curbelor care reprezintă variaţia porozităţii în funcţie de temperatura de ardere (fig. 2) scot în evidenţă dificultăţile legate de arderea maselor cu steatit. Astfel masa II are după cum reiese din grafic un interval de vitrefiere de cca. 20°. Masele III şi IV nici nu au putut fi obţinute sub formă vitrefiată întrucît procesul de descreştere a porozităţii a trecut direct (sau în limitele unui interval de temperatură foarte redus) în cel de expandare. Masa V (nereprezentată în figură) a prezentat semne de umflare chiar de la temperatura de 1 180 °C.

Singura masă care a putut fi obţinută în stare vitrefiată de-a lungul unui interval de temperatură suficient de extins a fost masa I, ceea ce, alături de comportarea ei la înmuiere, indică posibilitatea arderii ei în condiţii industriale.

Luindu-se ca bază masa I s-a elaborat o şarjă de 300 kg în secţia de prototipuri a fabricii „Electroceramica"-Turda. Compoziţia masei :

Caolin Aghireş :	50%
Caolin Harghita :	15%
Nisip cuarţos :	15%
Fondant :	20%

A fost mărită cu 5% proporţia de caolin Harghita pe seama caolinului de Aghireş în vederea măririi plasticităţii şi a unei vitrifieri mai complete. Conţinutul în fondant a rămas neschimbat. Prepararea masei a fost făcută prin măcinare umedă într-o moară cu bile la un raport material : bile : apă = = 1 : 1,3 : 1.

Rezidiul pe sita de 10 000 ochiuri pe cm^2 a fost de 1,8%.

După deshidratare la filtru presă, turtele au fost trecute de două ori prin presa cu vid, după care s-au fasonat pe cale plastică epruvetele necesare pentru încercări. Arderea s-a făcut în cuptorul electric tunel al secţiei, după regimul de ardere uzual al cuptorului, folosit pentru mase steatitice, temperatura maximă fiind 1 230 °C. Porozitatea masei arse a fost de 0,39%.

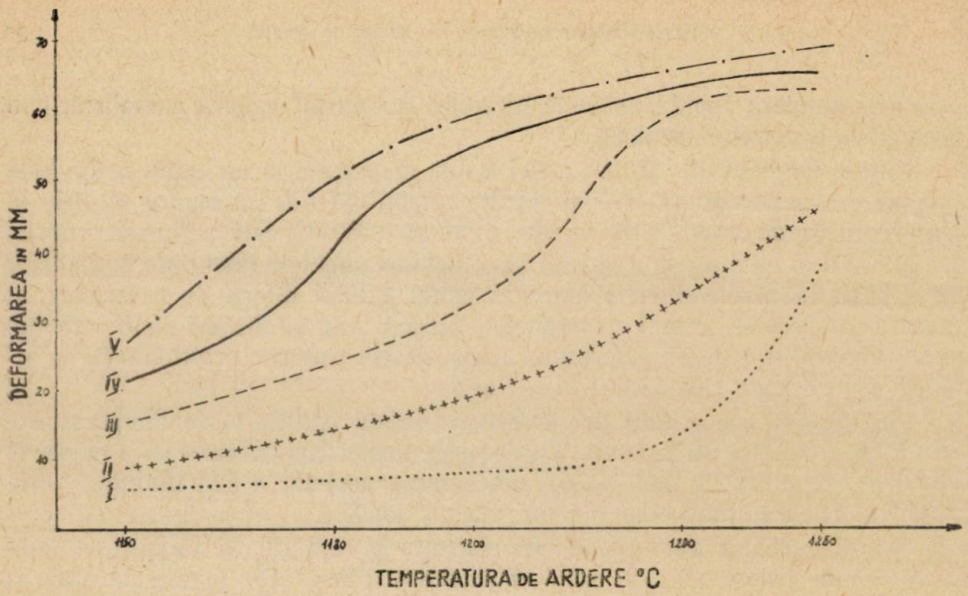


Fig. 1. Variația deformării în funcție de temperatura de ardere.

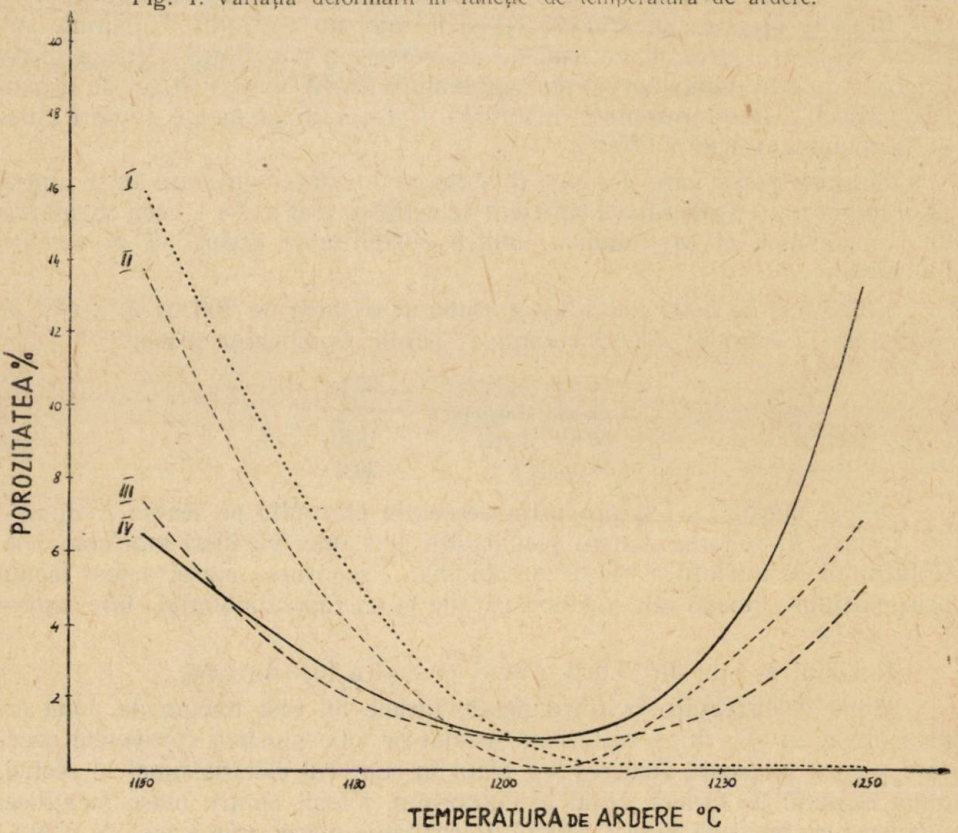


Fig. 2. Variația porozității în funcție de temperatura de ardere.

Asupra epruvetelor a fost efectuată determinarea rezistențelor mecanice, a dilatării termice, și a rigidității dielectrice în conformitate cu standardele în vigoare.

Tabelul 4

Contracția la ardere %	Greutatea specifică aparentă g/cm³	Rezistența la tracțiune kgf/cm²	Rezistența la șoc dinamic kgf·cm/cm²	Rigiditatea dielectrică kV/cm
12,7	2,4 (2,3)	280 (250)	4,1 (2,2)	215 (200)

Datele din paranteză redau valorile minime prevăzute de standarde.

A fost determinată și rezistența la compresiune, dar valorile obținute prin determinări asupra mai multor serii de épruvete au dat diferențe atît de mari, încît nu s-au putut trage concluzii în această privință. În schimb gruparea strînsă a rezultatelor referitoare la celelalte rezistențe mecanice permite o apreciere suficient de sigură a acestora din urmă.

Valoarea coeficienților de dilatare termică calculați pe baza curbelor dilatometrice obținute la dilatometrul tip Ulbricht (construcție Weiss) este dată în tabelul 5.

Tabelul 5

$20-100°C=2{,}88\cdot10^{-6}$	$20-400°C=5{,}27\cdot10^{-6}$	$20-700°C=6{,}05\cdot10^{-6}$
$20-200°C=3{,}66\cdot10^{-6}$	$20-500°C=5{,}61\cdot10^{-6}$	$20-800°C=5{,}82\cdot10^{-6}$
$20-300°C=4{,}56\cdot10^{-6}$	$20-600°C=6{,}16\cdot10^{-6}$	$20-900°C=5{,}93\cdot10^{-6}$

Din confruntarea valorilor din tabelul de mai sus cu cele referitoare la masa fabricii reiese că glazura folosită în mod curent pentru produsele de steatit poate fi aplicată și pentru produsele arse din masa urmărită.

CONCLUZII

Studiul efectuat asupra unor mase de porțelan în care drept fondant a fost folosit un amestec de feldspat și steatit, indică posibilitatea obținerii unui porțelan la temperaturi de ardere mai scăzute decît cele obișnuite. Masa cu un conținut de 20% fondant, arsă în cuptorul electric industrial cu gabarit mic la 1 230 °C, (deci cu 70 °C sub temperatura uzuală de ardere a electroporțelanului) prezintă un interval de vitrifiere suficient și caracteristici fizico-mecanice și electrice, care permit utilizarea ei în practică.

BIBLIOGRAFIE

1. Royer R., L'industrie Ceramique nr. 482 ; 1957, p. 6.
2. Lynch, E. D. Allen, A. W., Journ. Amer. Cer. Soc. 1950, 33 (4).
3. Solacolu, S., *Chimia fizică a silicaților tehnici*, Editura tehnică, București, 1957, p. 491.

ПОЛЕВОШПАТНЫЙ ЭЛЕКТРОФАРФОР С ДОБАВКОЙ СТЕАТИТА

(РЕЗЮМЕ)

Найдена наиболее легкоплавкая смесь системы полевой шпат-стеатит с целью ее использования в качестве флюса для электрофарфора.

Был синтетизирован ряд фарфоровых масс на основе этого флюса. Обоженные массы были изучены с точки зрения механической прочности, теплового расширения и диэлектрической, прочности.

ELECTROPORCELAINE FELDSPATIQUE AVEC AJOUT DE STEATITE

(RÉSUMÉ)

On a determiné le melange le plus fusible dans le sisthème feldspath — stéatite, en vue de son utilisation comme fondant pour l'electroporcelaine.

On a sintetisé une serie de masses de porcelaine sur la base de ce fondant. Les masses cuites ont été étudiees sous raport des leurs resistances mecaniques, dilatation thermique et rigidité dielectrique.

STUDIUL SERPENTINELOR DIN TISOVIȚA (BANAT) IN VEDEREA VALORIFICĂRII CHIMICE A COMPONENȚILOR

DE

Acad. C. DRĂGULESCU, P. TRIBUNESCU, OLGA GOGU

Primită la redacție la data de 29. VI. 1964.

Pînă nu demult în literatură nu erau descrise metode de obținere ale combinațiilor magneziului plecîndu-se de la roci în care acesta se găsește sub formă de silicați. În ultimii ani însă au apărut unele lucrări în Republica Populară Polonă [1] și în țara noastră [2], [3], [4] cu privire la obținerea unor compuși ai magneziului, folosindu-se ca materie primă serpentinele.

Această metodă se bazează pe considerentul că serpentinele fiind produsele de hidratare a altor silicați mai complecși care intră în compoziția olivinitelor și piroxenitelor sînt mai ușor accesibile atacului agenților chimici.

Compoziția chimică a serpentinului ca mineral corespunde formulei $3MgO \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$, roca avînd și impurități de fier și nichel. Starea fizică a rocei este în mare măsură în funcție de gradul ei de alterare. La un grad de alterare redus roca este compactă cu duritatea pînă la 4 în scara Mohs.

In R.P.R. se găsesc zăcăminte importante de serpentine dintre care cel mai studiat și prospectat este cel din perimetrul Tisovița [5]. O parte din zăcămînt este exploatat în vederea valorificării în industria refractarelor. Mineralizarea zăcămîntului este neuniformă, sînt semnalate zone intens mineralizate de magnezit. Probele cercetate de noi conțin 18% $MgCO_3$.

Extinderea zăcămîntului mult peste necesitățile și posibilitățile de a-l valorifica numai pentru industria refractarelor pe de o parte, precum și cererile crescînde de săruri și oxid de magneziu și în viitor chiar și obținerea Mg metalic justifică necesitatea unui studiu cu privire la instituirea unor procedee de prelucrare a serpentinului în vederea unei utilizări complexe a tuturor componenților. Scopul urmărit în prima fază a lucrării a constat în determinarea condițiilor optime de trecere în soluție a Mg^{++} și a celorlalți cationi din serpentin. Aducerea în soluție a cationilor s-a făcut prin tratarea la cald cu soluție de HCl, H_2SO_4, HNO_3.

În acest sens s-a studiat influența :

— naturii acidului folosit pentru trecerea în soluție,

— concentrației acizilor,

— durata de tratament.

Ca materie primă s-a folosit un material recoltat din zăcămîntul de la Tisovița (Banat) căruia i s-a făcut analiza chimică, găsind următoarea compoziție medie :

SiO_2	30,50%	CaO	0,98%
MgO	37,86%	CO_2	9,39%
Fe_2O_3	8,63%	H_2O	8,50%
Al_2O_3	3,96%	NiO	0,23%

Din datele analizei chimice rezultă că serpentinul folosit conține 18,1% $MgCO_3$ ceea ce corespunde și aspectului macroscopic al rocei care prezintă numeroase incluziuni de magnezit de culoare albă. În afară de aceste incluziuni roca mai conține și straturi compacte de magnezit, fapt care face ca procentul mediu de MgO să fie de 40—41%. Menționăm că din proba medie analizată am separat manual bucățile compacte de magnezit care au fost folosite apoi la precipitarea fierului și aluminiului din soluție.

Din această cauză conținutul în MgO din proba analizată este mai mic decît cel al zăcămîntului în general.

MODUL DE LUCRU

Materia primă în stare pulverulentă a fost măcinată și cernută pînă la trecerea completă prin sita cu 900 ochiuri pe cm^2. Pentru dezagregare s-au folosit HCl, H_2SO_4 și HNO_3 de diferite concentrații. După adăugarea acidului la probele cîntărite, acestea au fost încălzite un timp determinat pe baia de apă. Prin reacția dintre acid și serpentin în aceste condiții în soluție trec Mg^{++}, Ca^{++}, Fe^{+++}, Al^{+++}, Ni^{++} rămînînd totodată și un rezidiu format din SiO_2 și serpentin nereacționat.

Gradul de descompunere al rocii s-a urmărit prin cantitatea de Mg^{++} trecut în soluție. Dozarea Mg^{++} s-a făcut pe cale complexometrică după metoda lui Schwarzenbach [6] titrînd în mediu amoniacal ionul Mg^{++} cu soluție 0,01 m de complexon III după ce în prealabil ionii Fe^{+++} și Al^{+++} au fost precipitați și îndepărtați din soluție.

Dezagregarea cu HCl

A fost urmărită mai întîi influența concentrației acidului, tratîndu-se probele de material cu cantități de acid, stoechiometric calculate pentru trecerea în soluție a componenților, variindu-se concentrația acidului între 1 și 10 M. Probele au fost încălzite pe baia de apă timp de ½ și 1 oră. Rezultatele obținute sînt redate în diagrama din figura 1 în care pe ordonată sînt arătate cantitățile de MgO trecute în soluție, raportate la cantitatea de MgO conținută în rocă, iar pe abscisă concentrațiile acidului clorhidric.

Din curbele prezentate rezultă că concentrația optimă a acidului clorhidric este cuprinsă între 3—5 molar. Pentru aceste concentrații după o oră de încălzire, în soluție se găsește 96—97% din MgO conținut în rocă. La concentrații mai mici randamentul de trecere a magneziului în soluție este

scăzut în timp ce pentru concentrații mai mari nu se constată decît o creștere neînsemnată a acestuia din urmă.

Prin compararea celor două curbe (*a*) și (*b*) rezultă că și timpul de contact influențează asupra cantității de MgO trecut în soluție, rezultate mai bune obținîndu-se la o încălzire timp de 1 oră față de cele obținute la ½ oră.

Pentru a obține date mai precise asupra dependenței de timp a cantității de MgO ce trece în soluție s-au făcut încercări cu HCl 3M la timpi de

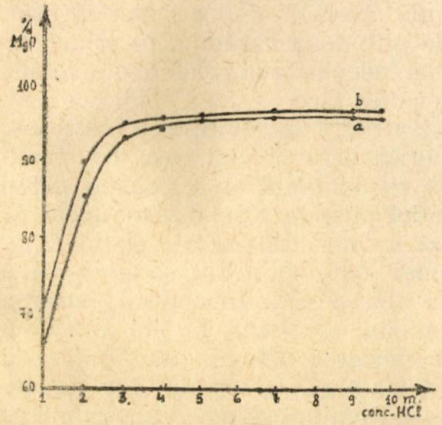


Fig. 1. Randamentul de trecere în soluție a MgO în funcție de concentrația HCl folosit : *a* — după ½ oră de încălzire ; b — după o oră de încălzire.

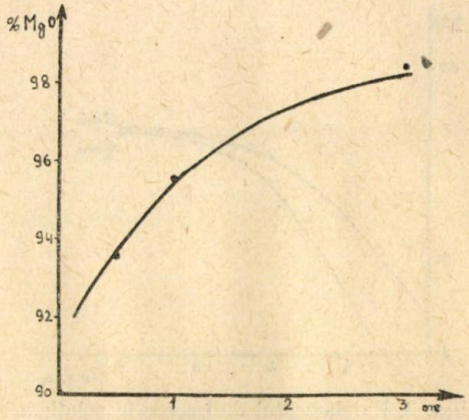


Fig. 2. Dependența de timpul de încălzire a cantității de MgO trecut în soluție cu HCl 3 M.

încălzire cuprinși între ½—3 ore. Rezultatele sînt prezentate în diagrama din figura 2 în care pe ordonată se trece % MgO trecut în soluție raportat la cantitatea de MgO conținută în rocă, iar pe abscisă timpul de încălzire.

Prin compararea datelor din figura 2 în care se arată cantitatea de oxid de magneziu trecută în soluție în funcție de timpul de reacție rezultă că după o oră se găsește în soluție 95—96% din MgO total, pentru ca după două ore randamentul să nu crească decît pînă la 96—97%. Menținerea timpului de o oră apare drept cea mai justificată fiind asigurat un randament satisfăcător la un timp de tratament relativ redus.

Comportarea față de H_2SO_4

S-a studiat comportarea serpentinului și față de H_2SO_4 de concentrații diferite, urmărindu-se totodată influența timpului de încălzire asupra randamentului obținut, în mod similar cum s-a procedat în cazul acidului clorhidric. Probele cu serpentin au fost încălzite pe baia de apă și după filtrarea rezidiului în soluțiile obținute s-a dozat Mg^{2+} în modul descris.

Din curbele reprezentate în figura 3 rezultă că acțiunea H_2SO_4 asupra serpentinului este aproape identică cu cea a HCl, astfel încît la folosirea

unei concentrații a H_2SO_4, de 3M se obține un randament egal cu 96% atît pentru timpul de ½ oră cît și pentru 1 oră.

S-au făcut încercări și cu HNO_3 de diferite concentrații obținîndu-se aceleași rezultate ca și în cazul folosirii HCl sau H_2SO_4.

Din cele arătate se constată că natura acidului folosit la dezagregare nu are influență asupra randamentului de trecere în soluție a magneziului.

Pentru obținerea combinațiilor magneziului din soluțiile obținute prin dezagregarea serpentinului cu acizii amintiți, ionii de aluminiu, fier și nichel trebuiesc în prealabil îndepărtați din soluție. Aceasta se poate face în principiu prin două variante. În prima variantă îndepărtarea acestora din soluție s-ar putea face — după oxidarea completă a Fe^{++} la soluțiile clorhidrice și sulfurice prin precipitarea lor simultană cu dolomită arsă ridicînd *p*H-ul soluției pînă la 8,5—9. Amestecul de oxizi a celor trei metale poate fi îndreptat spre obținerea metalurgică a unui aliaj Fe-Ni. În a doua variantă aluminiul și fierul se pot precipita prin ridicarea *p*H-ului soluției pînă la 5—6 cu $MgCO_3$ separat din serpentin sau eventual cu amoniac urmînd ca nichelul să fie separat din soluție printr-o metodă adecvată (precipitare, schimbători de ioni etc.). După îndepărtarea celor trei componenți în soluție rămîne doar magneziul impurificat cu cantități mici de calciu provenit din roca inițială. Separarea Mg^{++} din aceste soluții se poate face fie sub formă de săruri ale acizilor, fie sub formă de hidroxid de magneziu. Din punct de vedere economic este avantajos ca și reziduul rămas la dezagregarea rocii cu acizi format din SiO_2 să fie folosit ca agent decolorant date fiind proprietățile sale adsorbante [7], [8].

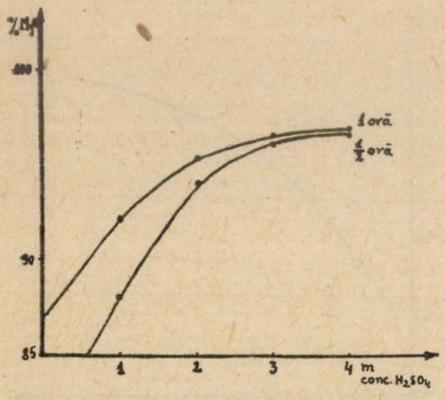


Fig. 3. Randamentul de trecere în soluție a MgO în funcție de concentrația H_2SO_4 folosit.

Obținerea $MgCl_2 \cdot 6H_2O$

Pentru obținerea $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ am procedat în felul următor: s-au pregătit mai multe probe a 100 grame serpentin, prima probă de serpentin s-a tratat cu cantitatea echivalentă de HCl de concentrații 5 molar și s-a încălzit la 90° timp de 1 oră. Soluția filtrată (I) s-a adăugat la proba următoare de serpentin, încălzind din nou. Prin filtrare se obține soluția (II) cu un *p*H cuprins între 1—2. Reziduul rămas din a doua probă este tratat din nou cu acid clorhidric, soluția obținută fiind din nou tratată cu serpentin ș. a. m. d. În metoda de lucru se aplică principiul contra curentului, acidul proaspăt întîlnește serpentinul parțial epuizat și serpentinul proaspăt este atacat cu acid parțial epuizat. În acest fel se asigură o utilizare mai rațională atît a serpentinului cît și a acidului.

Pentru îndepărtarea aluminiului, fierului și nichelului, soluției (II) obținută i s-a adăugat $MgCO_3$ și în prezența acestuia la 60—70 °C s-a barbotat Cl_2 gazos. Precipitatul format, de $Al(OH)_3$, $Fe(OH)_3$ și $Ni(OH)_3$ s-a filtrat împreună cu excesul de $MgCO_3$. Soluția obținută cu o concentrație de 22% $MgCl_2$ se concentrează la jumătatea volumului astfel încît concentrația $MgCl_2$ să ajungă la aproximativ 40%, concentrație la care prin răcire întreaga masă cristalizează sub formă de $MgCl_2 \cdot 6H_2O$.

Se obține în acest mod o cantitate de 200 g în medie pe proba de $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ cantitate care reprezintă echivalentul a 39 g MgO provenit din serpentin prin dezagregarea cu acid și din $MgCO_3$ adăugat pentru precipitarea Fe^{+++}, Al^{+++} și Ni^{+++}. $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ obținută conține ca impuritate 0,8% $CaCl_2$.

Incercările făcute pentru dozarea SiO_2, Al^{+++} și Fe^{+++} în produsul obținut au dat rezultate negative.

CONCLUZII

Din datele prezentate în lucrare rezultă că serpentinul măcinat poate fi dezagregat cu soluții de HCl, H_2SO_4 și HNO_3 prin încălzire, cînd cationii rocii trec în soluție iar SiO_2 rămîne ca rezidiu. Lucrînd cu soluții 3 M de acizi în timp de o oră, în soluție trece 96% din MgO total.

Din soluțiile clorhidrice obținute s-au făcut încercări de separare a $MgCl_2 \cdot 6H_2O$ obținîndu-se un produs de puritate înaintată (99%), principala impuritate fiind $CaCl_2$.

BIBLIOGRAFIE

1. Magaj W. și colaboratorii, Przem. Chem. R.P.P. 41—257 (1962).
2. Siniansky V. și Bărbulescu E., Revista de chimie ASIT, 4—14 (1951).
3. Creangă O., Revista de chimie ASIT 6—349 (1956).
4. Ianu A. și Totoescu D., Studii și cercetări de chimie III—33 (1955).
5. Budnicov P. P., Berejnoi A. S., Bulavin A. I., Grissik B. M., Kukolev G. V. și Poluboiarinov D. N., *Tehnologia produselor ceramice și refractare*. Editura Tehnică, București, 1960, p. 297.
6. Schwarzenbach G. și Ackermann H., Helv. Chem. Acta. 30—1798 (1947).
7. Siniansky V. și Gherghel L., Revista de chimie ASIT 8—19 (1951).
8. Ianu A., Totoescu D. și Coșocaru Z., Revista de chimie ASIT 3—154 (1957).

ИССЛЕДОВАНИЕ СЕРПЕНТИН ТИСОВИЦЫ (БАНАТ) ВВИДУ ХИМИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОМПОНЕНТОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе преследуется установление условий получения некоторых соединений магния, используя в качестве сырья серпентины.

В первой части работы определились оптимальные условия перехода компонентов серпентин в раствор. С этой целью, исследовалось

влияние природы используемой кислоты, концентрация кислот и продолжительность действия последних.

Во второй части работы описывается способ отделения компонентов раствора соляной кислоты и получения гидратированного хлористого магния.

L'ÉTUDE DES SERPENTINES DE TISOVITSA (BANAT) EN VUE DE LA VALORIFICATION CHIMIQUE DES COMPONENTES

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on porsuit le but d'établir, les conditions d'obtention des composés du magnesium en utilisant comme matière première les serpentines.

Dans la première partie du travail ont été établies les conditions optima du passage en solution des componentes de la serpentine. Dans ce but on a étudie l'influence de la nature de l'acide utilisé, la concentration des acides et la durée de l'action de ces dernies.

Dans la deuxième partie du travail on décrit le mode de separation des componentes de la solution clorhidrique, en obtenant finalement le clorure de magnesium hidraté.

INFLUENȚA MEDIULUI ASUPRA VITEZEI DE REACȚIE *

DE

ȘT. POPOVICI și MARIANA BOCIORT-POP

Insuficiența teoriilor actuale ale vitezei de reacție, precum și posibilitățile multiple de cercetare a structurii moleculelor, au dus la reactualizarea concepției după care reacțiile chimice sînt precedate de deformații structurale ale moleculelor care reacționează [1]. În ultima vreme au apărut diferite tendințe, toate avînd ca scop elaborarea unei teorii structurale a vitezei de reacție. Astfel, Ingold [2] consideră că reacțiile chimice sînt consecințe particulare ale deformațiilor provocate în moleculele care reacționează de către alte molecule prezente în mediul de reacție, iar cunoașterea stărilor electronice excitate ale speciilor care reacționează, este foarte importantă pentru stabilirea unei teorii fizice a vitezei de reacție. După Ingold în prezent se dispune de o bază experimentală remarcabilă care permite să se afirme că schimbările structurii și formei moleculelor în excitațiile electronice de slabă energie sînt cazuri generale și nu excepții. Staab [3] a subliniat de asemenea importanța cunoașterii deformațiilor structurale ale moleculelor care reacționează pentru o teorie generală a vitezei de reacție. Acest cercetător admite că rezultate importante în studiul evoluției reacțiilor chimice se pot obține numai atunci cînd vom avea o imagine clară asupra deformațiilor structurale care apar la apropierea reciprocă a reactanților. Pentru a caracteriza schimbările structurii și formei moleculelor în reacțiile chimice noi am propus într-o lucrare anterioară [4] o mărime definită de relația $a = \frac{d \ln A}{dE}$ în care A reprezintă factorul de frecvență, iar E este energia de activare. Această relație am dedus-o prin derivarea în raport E a relației care exprimă dependența liniară a lui $\ln A$ de E

$$\ln A = \ln A_0 + aE.$$

Cu ajutorul acestei mărimi noi am reușit să dăm o formă mai generală ecuației lui Arrhenius și să arătăm că în desfășurarea reacțiilor chimice nu interesează natura mediului ci numai modul în care acțiunea acestuia se resfrînge asupra structurii și formei moleculelor care reacționează [4]. De asemenea am arătat că între energia de activare și o caracteristică spectrală există o strînsă legătură [5]. Recent Prem Behari Mathur [6] a propus o relație între constanta de viteză și anumite caracteristici ale spectrului de absorbție al reactanților, încercînd prin aceasta să pună bazele unei teorii

* Lucrarea a fost comunicată la a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice.

cuantice a reacțiilor termice și fotochimice. După Scheibe [7] influența catalizatorilor fiind similară cu a solventului care produce deformații de lungă durată accesibile cercetărilor experimentale, înseamnă că se pot obține rezultate importante în domeniul catalizei prin studiul influenței solventului asupra vitezei de reacție. Jungers [8] consideră că deosebirea dintre solvenți și catalizatori este cu totul convențională, catalizatorii deosebindu-se de solvenți numai prin aceea că sînt activi și în cantități mici sau chiar foarte mici. Deoarece din punct de vedere calitativ acțiunea solventului și a catalizatorilor este similară, convenim să utilizăm termenul de mediu atît pentru solvent cît și pentru catalizatori.

In această lucrare ne propunem să prezentăm într-o formă sintetică rezultatul cercetărilor noastre, în mare măsură publicate, asupra influenței pe care o exercită mediul asupra structurii și formei moleculelor care reacționează. Încercăm de asemenea să arătăm că activarea în reacția lui Menschutkin, constă în labilizarea legăturii C—I, și prin aceasta să justificăm posibilitatea stabilirii unei relații între constanta de viteză, respectiv energia de activare și datele spectrale prin care poate fi exprimată această labilizare.

Dacă se pleacă de la relația care exprimă dependența liniară a logaritmului factorului de frecvență de energia de activare

$$\ln A = \ln A_0 + aE$$

și se trece la forma exponențială, se obține

$$A = A_0 e^{aE}$$

iar dacă apoi se înlocuiește A în ecuația lui Arrhenius rezultă

$$k = A_0 e^{\left(a - \frac{1}{RT}\right) E}.$$

Această ecuație nu reprezintă decît o generalizare a ecuației lui Arrhenius cînd se ține seama și de modificările suferite de molecule în cursul reacțiilor chimice. Pentru reacțiile în care energia de activare rămîne constantă se regăsește ecuația clasică a lui Arrhenius.

Mărimea a care rezultă prin derivarea relației

$$\ln A = \ln A_0 + aE$$

în raport cu E

$$a = \frac{d \ln A}{dE}$$

considerăm că poate caracteriza din punct de vedere cinetic schimbările structurii și forma moleculelor în reacțiile chimice.

Existența unei relații între parametrii ecuației lui Arrhenius arată că în expresia constantei de viteză trebuie să apară numai mărimi care caracterizează structura și forma moleculelor reactante și nu caracteristici fizice ale mediului cum ar fi : constanta dielectrică, momentul dipol, viscozitatea etc. Se poate chiar presupune că o relație generală între constanta de viteză

și caracteristicile fizice ale solventului este foarte puțin probabilă și practic inexistentă [9]. O explicație satisfăcătoare a influenței solventului asupra parametrilor din ecuația lui Arrhenius este posibilă numai cînd modificările structurii și formei moleculelor sînt complet definite.

În reacția lui Menschutkin, în anumiți solvenți, cum rezultă din datele exacte obținute de Grimm, Ruff și Wolf [10], între parametrii ecuației lui Arrhenius aparent nu există nici o legătură. Noi am considerat încă în prima lucrare cu care am început studiul influenței solventului [4] că în acest caz ecuația lui Arrhenius poate fi scrisă în formă

$$\ln k = f(p) + F(E)$$

Prima funcție $f(p)$ caracterizează fenomenele care au loc la periferia moleculei și nu variază simultan cu structura acesteia, iar $F(E)$ este o funcție dependentă de modificările structurale. Dacă pentru simetria formulei se notează $f(p) = \ln P$ rezultă $\ln k = \ln P + F(E)$, iar cînd între parametrii ecuației lui Arrhenius există relația $\ln A = \ln A_0 + aE$ adică

$$F(E) = \ln A_0 + \left(a - \frac{1}{RT}\right) E$$

expresia constantei de viteză devine

$$\ln k = \ln P + \ln A_0 + \left(a - \frac{1}{RT}\right) E$$

sau în formă exponențială

$$k = P \cdot A_0 e^{\left(a - \frac{1}{RT}\right)E}$$

Atît mărimea a care caracterizează deformabilitatea moleculei cît și A_0 am presupus inițial că pot fi constante sau funcții oarecari, care depind de modificările survenite în structura moleculelor, sub acțiunea mediului ori prin introducerea sau modificarea unor grupe în moleculele care reacționează. Cercetările experimentale efectuate ulterior [11] au confirmat pe deplin această presupunere și ne-au permis să afirmăm cu certitudine că pot avea loc mai multe grupe de transformări structurale iar mărimilor a și E le corespund mai multe valori. În cadrul unei anumite grupe a și E au valori constante.

Cu ajutorul relației lui Arrhenius generalizate

$$k = P \cdot A_0 e^{\left(a - \frac{1}{RT}\right)E}$$

noi am arătat anterior [5] că poate fi explicată dependența dintre logaritmul constantei de viteză și deplasarea centrului de greutate al bandei de absorbție observată de către Scheibe [7]. Tot în această lucrare am găsit o justificare și pentru abaterea aparentă care are loc cînd reacția lui Menschutkin se desfășoară în solvenți care conțin grupe hidroxil. De asemenea am arătat că energia de activare este proporțională cu lungimea de undă a centrului

de greutate al bandei de absorbție al iodurei de etil și am presupus că între energia de activare și o caracteristică spectrală, lungimea de undă a bandei de absorbție sau lungimea de undă care caracterizează o anumită legătură chimică trebuie să existe o relație de formă $A=F(\lambda)$. Aceste considerații au condus la relația

$$k=P\cdot A_0 e^{\left(a-\frac{1}{RT}\right)F(\lambda)}.$$

În modul acesta apare clar că în reacția lui Menschutkin care constituie un exemplu clasic de influența solventului asupra vitezei de reacție, energia de activare fiind funcție de o caracteristică spectrală, procesul activării trebuie să fie urmarea labilizării unei legături chimice care dispare în cursul reacției. Eistert [12] a presupus că în reacția de formare a iodurei de tetraetilamoniu labilizarea legăturii C—I din iodura de etil este atît de pronunțată încît are loc chiar ionizarea iodurei de etil. Din datele cinetice și din valorile constantei dielectrice a soluțiilor de iodură de etil în diferiți solvenți a rezultat însă că nu poate avea loc un proces de ionizare ci numai labilizarea legăturii C—I care este mai mult sau mai puțin accentuată în funcție de natura solventului. Pentru a verifica că într-adevăr activarea constă în labilizarea legăturii C—I noi ne-am propus să studiem prin spectroscopie în infraroșu influența solventului asupra iodurii de etil. Între timp au apărut însă rezultatele cercetărilor efectuate de G. Martin și M. Martin [13] care în urma unor studii comparate ale influenței solventului asupra spectrului de absorbție în infraroșu și de R.M.N. a bromurilor organice, au ajuns la concluzia că solventul produce o labilizare a legăturii C—Br și repercusiuni asupra diferiților protoni.

Iodura de etil avînd structură similară cu bromura de etil, rezultă clar că activarea în reacția lui Menschutkin constă de fapt în labilizarea legăturii C—I, gradul de labilizare depinzînd de natura solventului. De aci reiese că la baza reacției lui Menschutkin nu poate exista o singură formă activă, un anumit complex activat, a cărui concentrație diferă de la un solvent la altul, așa cum afirmă spre exemplu Dubois și Martel [14]. De asemenea se confirmă că între constanta de viteză, respectiv energia de activare și o caracteristică spectrală este posibilă o relație, iar expresia generală a constantei de viteză trebuie să conțină neapărat o mărime care exprimă schimbarea structurii și formei moleculelor în reacțiile chimice. Cele stabilite în cazul acțiunii solventului corespund în principiu și pentru reacțiile catalizate. Labilizînd o legătură chimică catalizatorul accelerează o reacție termodinamic posibilă, mai mult sau mai puțin probabilă. Specificitatea catalizatorilor trebuie pusă în legătură cu modul în care sînt labilizate moleculele care reacționează. Încă în prima noastră lucrare [4] am afirmat că eficacitatea și selectivitatea catalizatorilor este cu atît mai pronunțată cu cît tendința de labilizare se resfrînge asupra unui grup cît mai redus de legături și în cazul extrem asupra unei singure legături chimice. Enzimele, unii catalizatori complecși și numeroși catalizatori solizi îndeplinesc în mare măsură aceste condiții.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bodenstein, Liebigs Ann. Chem., 440, 1924, p. 177
   H. Meerwein, Chem. Ber., 58, 1925, p. 1266.
   N. D. Zelinsky, Chem. Ber., 58, 1925, p. 2755.
2. C. K. Ingold, J. Chim. Phys., 53, 1956, p. 472.
3. H. A. Staab, Angew. Chem., 70, 1958, p. 37.
4. M. Pop, S. Popovici, Comptes rendus, 242, 1956, p. 2638.
5. S. Popovici, M. Pop, Comptes rendus, 244, 1957, p. 351.
6. P. B. Mathur, Proc. ind. Sci. Congres, 46, 1959, p. 310.
7. G. Scheibe și colab., Chem. Ber., 60, 1927, p. 1415.
8. J. Jungers, Bull. Soc. Chim. France, 7, 1957, p. 855.
9. S. Popovici, M. Pop, Comptes rendus, 245, 1957, p. 846.
10. H. G. Grimm, H. Ruf, H. Wolff, Z. physik. Chem. B, 13, 1931, p. 301.
11. M. Gillois, P. Rumpf, Bull. Soc. Chim. France, 11—12, 1959, p. 1823.
    E. Tomilla și colab., Ann. Acad. Sc. Fennicae, A. II. 91. 1959, p. 14.
12. B. Eistert, *Chemismus und Konstitution*, Stuttgart, F. Enke Verlag I., 1948, p. 185.
13. G. Martin, M. Martin, Comptes rendus, 257, 1963, p. 1048.
14. J. E. Dubois, J. Barthel, Comptes rendus, 245, 1957, p. 1531.

ВЛИЯНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА СКОРОСТЬ РЕАКЦИИ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется влияние окружающей среды на структуру и форму находящихся в реакции молекул и рассматривается соотношение между параметрами уравнения Аррениуса.

Показано, что активирование в реакции Меншуткина состоит в ослаблении связи C—I т. к. на основании инфракрасного спектра было доказано, что в случае органических бромидов структура которых сходна со структурой иодистого этила, растворитель ослабляет связь C—Br.

L'INFLUENCE DU MILIEU SUR LA VITESSE DE REACTION

(RESUME)

On étudie l'influence du milieu sur la structure et la forme des molécules réactionnelles et on discute la rélation entre les paramètres de l'équation d'Arrhenius.

On montre que l'activation dans la réaction de Menschutkin consiste dans la labilisation de la liaison C—I, fait récemment démontré à l'aide du spectre d'infrarouge pour les bromures organiques ayant une structure similaire à celle de l'iodure d'éthyl.

DERIVAȚI AI ACIDULUI 2-4-DICLORFENOXIACETIC *

DE

L. I. SAUCIUC și M. MUSTA

Primită la redacție la 8. VI. 1964

Se cunoaște o gamă mare de produși ai acidului 2-4-diclorfenoxiacetic, unii cu proprietăți mai accentuate, alții cu proprietăți ierbicide mai reduse.

S-au preparat mulți esteri ai acidului 2,4-D iar dintre aceștia esterul butilic s-a dovedit a fi un ierbicid cu proprietăți deosebite ceea ce reiese și din articolul lui G. V. Cesalin [1] asupra rezultatelor obținute la întrebuințarea acestuia în regiunea Kustanai cînd doze de 350 g/ha au dus la sporuri de producție de 170 kg/ha față de producția realizată prin tratarea semănăturilor cu aceeași doză de sare sodică a acidului 2,4-D și de 470 kg/ha față de suprafețele netratate.

Se știe că întrebuințarea ierbicidelor sub formă de emulsii pulverizate are un efect deosebit de eficace.

In această ordine de idei rezultate foarte bune obține M. I. Berezowski [2] folosind esteri 2,4-D puțin volatili (*n*-heptil, *n*-octil sau *n*-nonil) în asociație cu săruri de amoniu în calitate de activatori.

Derivați cunoscuți ai acidului 2,4-D cu proprietăți ierbicide bune prezintă dezavantajul unei volatilități ridicate. Pentru eliminarea acestui dezavantaj Volkober Z. și Varga I. S. [3] sintetizează produși nevolatili dintre cari rezultate bune au fost obținute cu esterul 2,4-D al polialcoolului vinilic obținut prin încălzirea la 138 °C a amestecului celor doi reactanți în stare pulverulentă.

Senders H. J. și Prescott R. F. [4] semnalează între altele și săruri ale acidului 2,4-D cu amine, drept produși cu eficacitate bună.

Se știe iarăși că sărurile trietanolaminice ale alcoolilor grași sulfatați sînt foarte bune substanțe tensioactive și se pretează a fi întrebuințate și ca buni emulgatori.

Ideia conducătoare în cercetările de față a fost aceea de a asocia cele două efecte, de ierbicid și de emulgator în una și aceeași substanță, legînd alcoolul gras sulfatat de acidul 2,4-D prin mijlocirea unei punți de legătură creeate cu ajutorul trietanolaminei care întrunește dubla funcție de amină și de alcool. Acidul lauril sulfuric va forma grupa hidrofobă.

---

* Lucrarea a fost prezentată în ses. de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 7—14 aprilie 1963.

Esterii acidului 2,4-D cu trietanolamina formează produși intermediari în sintezele de mai sus. Aceștia nefiind semnalați în literatură vor fi și ei tratați.

În partea experimentală s-au întrebuințat :

1. Acid clorsulfonic redistilat, D^{20} : 1,79 de puritate 99,9%.
2. Alcool laurilic D^{20} : 0,813 ; I_{OH} : 301,2 ; P.T. 24 °C.
3. Acid laurilsulfuric grad de sulfatare 98%, care s-a preparat prin sulfatarea alcoolului laurilic cu acid clorsulfonic.
4. Acid 2,4-diclorfenoxiacetic tehnic pur, obținut prin purificarea produsului industrial al Uzinelor chimice „9 Mai" București, cu următoarele caracteristici :

Conținut în acid 2,4-D : 99,7% (după metoda de titrare cu NaOH în prezența roșului de metil)

Analiza elementară :

calculat :	C 43,44 ;	Cl 32,1
găsit :	C 46,6 ;	Cl 27,27

Anomalia dintre puritatea determinată a acidului 2,4-D și diferențele între valorile calculate și aflate pentru C și Cl se explică prin faptul că produsul este impurificat cu acid mono și triclorfenoxiacetic, care nu se diferențiază la titrare dar au un conținut de C și Cl diferit :

acid	mono-	di-	triclorfenoxi-acetic
C	51,4	43,44	37,5
Cl	19,02	32,1	41,7

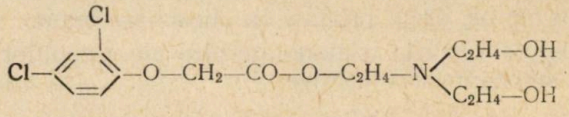
Metodele de purificare accesibile (recristalizări repetate din benzen) nu permit separarea totală a acidului 2,4-D de ceilalți produși cloruraţi.

5. Trietanolamina (TEA) produs chimic pur :

titru teoretic :	7,77
titru determinat :	7,765

PARTEA EXPERIMENTALĂ

1. Monoesterul acidului 2,4-D cu trietanolamina. $C_{14}H_{19}O_5Cl_2N$



Din acid 2,4-D și TEA, raport molar 1 : 1.

Durata esterificării : 15 ore (pentru un mol).

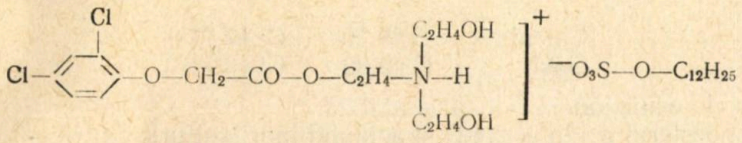
Temperatura : 113—121 °C.

Apa separată : 18 cc, calculat 18 cc.

Substanță solidă, brun închisă, amorfă solubilă în cloroform și metiletilcetonă.

Calculat :	C 47,73	Cl 20,15
Găsit :	C 48,83	Cl 16,59

2. *n*-laurilsulfat al monoesterului acidului 2,4-D cu trietanolamina. $C_{26}H_{45}O_9Cl_2NS$



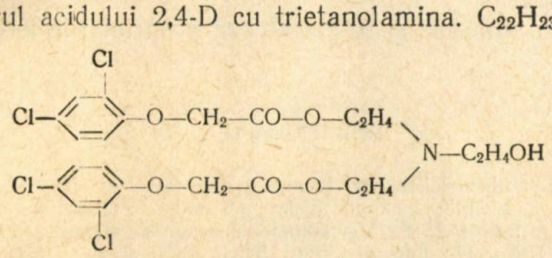
Din ester 1. și acid laurilsulfuric, raport molar 1 : 1.

Esterul 1. se tratează în porțiuni mici cu acid laurilsulfuric. Substanță brun-deschisă de consistență vaselinoasă greu solubilă în benzen și xilen, solubilă în alcool și tetraclorură de carbon.

Calculat :	C 50,5	Cl 11,47
Găsit :	C 50,8	Cl 10,73

Proba de emulsionare : emulsie stabilă.

3. Diesterul acidului 2,4-D cu trietanolamina. $C_{22}H_{23}O_7Cl_4N$

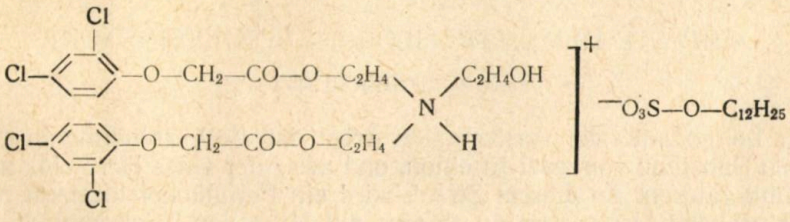


Din acid 2,4-D și trietanolamină, raport molar 2 : 1.
Durata esterificării : 13 ore.
Temperatura : 132—141 °C.
Apă separată : 37 cc, calculat 36 cc.

Lichid foarte vîscos, brun închis, miros foarte plăcut, solubil în benzen, xilen, cloroform, acetat de butil, acetonă, metil-etilcetonă.

Calculat :	C 47,58	Cl 25,56
Găsit :	C 49,95	Cl 21,05

4. *n*-laurisulfat al diesterului acidului 2,4-D cu trietanolamina. $C_{34}H_{49}O_{11}Cl_4NS$



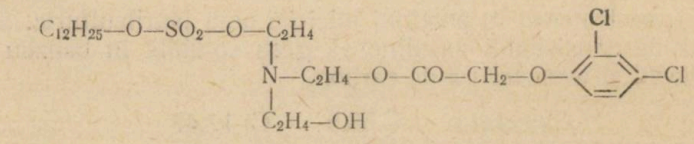
Din diester 3. și acid laurilsulfuric, raport molar 1 : 1.
Metodă de preparare analoagă cu sarea 2.

Substanţă galben-brună de consistenţă vaselinoasă, solubilă în benzen, xilen, cloroform, tetraclorură de carbon, acetat de butil, acetonă, metiletilcetonă.

Calculat :	C 49,70	Cl 17,77
Găsit :	C 49,89	Cl 13,31

Proba de emulsionare : emulsie stabilă.

5. Monoesterul acidului 2,4-D şi acidului laurilsulfuric cu trietanolamina. $C_{26}H_{43}O_8Cl_2NS$



Din acid 2,4-D, TEA şi acid laurilsulfuric, raport molar 1 : 1 : 1.

Esterificarea s-a făcut în prezenţa unui cationit la 134—143 °C. S-a separat apa teoretică.

Se continuă cu sintezele şi se cercetează proprietăţile ierbicide ale produşilor preparaţi.

BIBLIOGRAFIE

1. Cesalin G. V., Vestnik selskohozeaistvennoi nauki 1962, nr. 12.
2. Berezowski M. I., Vestnik selskohozeaistvennoi nauki 1962, nr. 4.
3. Volkober Z. şi Varga I. S., Visokomolekulearnie soedineniia U.R.S.S., 1963 ian., nr. 1, p. 139—144 ; Journal Obscei Himii 1963, nr 1.
4. Senders H. J. şi Prescott R. F., Ind. Eng. Chem. 1959, 51, nr. 9 (sept.) p. 974—980.

ПРОИЗВОДНЫЕ 2,4-ДИХЛОРФЕНОКСИУКСУСНОЙ КИСЛОТЫ

(РЕЗЮМЕ)

Руководящей идеей в настоящих исследованиях было объединение в одном и тож-же веществе двух эффектов гербисида и эмульгатора, соединеняя жирный сульфитированный спирт с 2,4-дихлорфеноксиуксусной кислотой посредством мостиковой связи созданной при помощи триэтаноламины. Продукты дают устойчивые эмульсии. Гербисидный эффект продолжает исследовается.

DERIVATE DER 2,4-DICHLORPHENOXIESSIGSÄURE

(INHALTSÜBERSICHT)

Der Leitgedanke der vorliegenden Arbeit ist die Verbindung in ein und derselben Substanz von zwei Effekten, und zwar der eines Herbicids und der eines Emulgatoren. Zu diesem Zweck wird ein Fettalkoholsulfatrest mit der 2,4-Dichlorphenoxiessigsäure durch eine mit Hilfe von Triethanolamins verwirklichten Brücke verbunden. Die erhaltenen Produkte ergeben stabile Emulsionen. Die herbicide Wirkung wird untersucht.

CONSIDERAȚII TEORETICE ASUPRA RĂCIRII TURBIONARE *

DE

V. BARBU, H. THEIL, F. NEISS, D. NEGRU

a. PRODUCEREA RĂCIRII IN TURBIONATOARELE FRIGORIFICE

Dacă un gaz comprimat intră tangențial într-un tub *1* (v. fig. 1), printr-un ajutaj *2* de destindere și dacă în imediata apropiere a ajutajului se află o diafragmă *3*, iar de partea opusă un robinet de strangulare *4*, între cei doi curenți care ies prin deschiderea diafragmei, respectiv prin robinetul

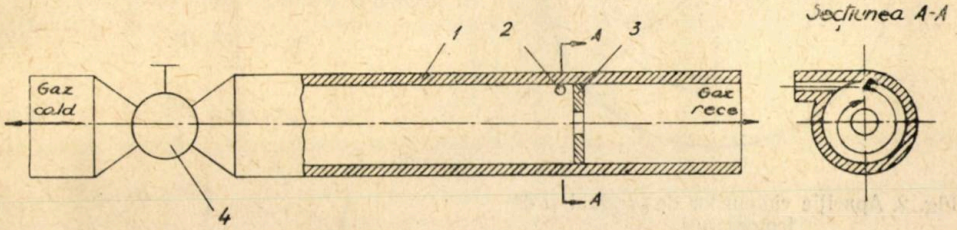


Fig. 1. Schema turbionatorului frigorific :
1 — tubul turbionatorului; *2* — ajutaj; *3* — diafragmă; *4* — robinet de strangulare.

de strangulare, apare o diferență de temperatură de ordinul zecilor de grade sau chiar mai mult. Temperatura curentului rece coboară sensibil sub temperatura mediului ambiant, obținîndu-se temperaturi de —40 °C și mai joase, iar temperatura curentului cald se ridică la peste 130 °C [1, 2, 3, 4].

Deși cunoscută încă din anul 1933 (prin francezul G. Ranque) cercetări sistematice ale răcirii turbionare au fost efectuate numai după anul 1946 și mai ales în ultimii 10—15 ani ; simplitatea instalației și posibilitatea obținerii simultane de frig și de căldură au atras atenția multor cercetători care i-au consacrat numeroase lucrări atît teoretice cît și experimentale. Cu toate acestea, datorită complexității fenomenelor care au loc în turbionatorul frigorific, nu s-a ajuns încă să se dispună de date sigure pentru proiectarea și exploatarea turbionatorului ; separarea gazului în cei doi curenți își găsește încă felurite explicații în diferitele modele teoretice prezentate de diferiți cercetători [3, 5, 6].

O explicație interesantă este prezentată recent de către J. Erdélyi [5] care presupune că apariția diferenței de temperatură se datorează acțiunii cîmpului centrifug asupra stării termice a moleculelor gazului : moleculele care se deplasează în sensul accelerației își măresc viteza medie și deci și temperatura iar cele care se deplasează în sens contrar și-o

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

reduc. Pe baza relațiilor de calcul prezentate, se ajunge la concluzia că între periferia turbionatorului și axa acestuia apare o diferență de temperatură

$$\Delta T = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] \tag{1}$$

unde p_1 și T_1 reprezintă presiunea și temperatura gazului la intrarea în ajutaj iar p_2 presiunea la ieșirea din ajutaj. Autorul arată că rezultatele calculelor teoretice concordă destul de bine cu cele experimentale obținute de către Hilsch.

În legătură cu această nouă ipoteză, este de observat însă că, după cît se pare, nu este aplicabilă, deoarece ar conduce la inversarea efectului Ranque: față de direcția centripetală (nu centrifugală, cum s-a considerat) a accelerației, ar rezulta o încălzire a gazului spre axa tubului și o răcire spre periferie, adică exact invers față de situația reală.

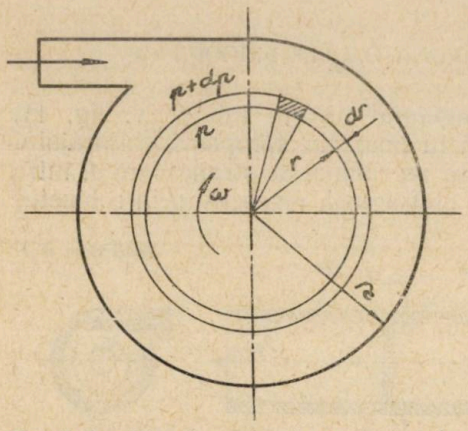


Fig. 2. Apariția cîmpurilor de presiuni și de temperaturi.

În privința ec. (1), observăm că aceasta poate fi regăsită ușor din condiția de echilibru a forțelor exterioare și de inerție care acționează asupra unui element din camera turbionatorului (principiul lui D'Alembert). Considerînd un element cu suprafața de 1 cm² și înălțimea dr, rotit cu viteza unghiulară ω, cu neglijarea frecării rezultă (v. fig. 2)

$$r\omega^2 \rho \cdot dr = dp \tag{2}$$

sau

$$\omega^2 r \cdot dr = \frac{dp}{\rho} \tag{2 a}$$

de unde

$$\int_0^{r_e} \omega^2 r \cdot dr = \int_{r=0}^{r=r_e} \frac{dp}{\rho} \tag{3}$$

Pentru ω=const. (ipoteză admisă azi de majoritatea cercetătorilor [5, 6])

$$\int_0^{r_e} \omega^2 r \cdot dr = \left(\frac{1}{2} \right) \omega^2 r_e^2 = \frac{1}{2} w_e^2 \cdot \tag{4}$$

Cu

$$w_e \equiv w_2 = \sqrt{2 \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right]} \tag{5}$$

(viteza de ieșire din ajutaj) și cu

$$\int_{r=0}^{r=r_e} \frac{dp}{\rho} = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R \Delta T \tag{6}$$

(în ipoteza unui proces adiabatic), rezultă

$$\Delta T = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right] \tag{7}$$

adică tocmai ec. (1) stabilită și de Erdélyi, pe o cale însă mai complicată și discutabilă principial.

b. PREZENTAREA NOULUI MODEL TEORETIC

Ec. (7) și stabilirea ei prin cele de mai sus prezintă încă deficiența că ar putea explica numai temperatura curentului rece nu însă și temperatura curentului cald ; nu se poate explica pe această cale creșterea temperaturii curentului periferic peste temperatura inițială a gazului. Pornind de aici, prin lucrarea de față se propune un nou model teoretic care înlătură această deficiență.

Esența acestui model constă în presupunerea realizării unor presiuni la periferia camerei turbionatorului mai mari decît presiunea p_2 de ieșire din

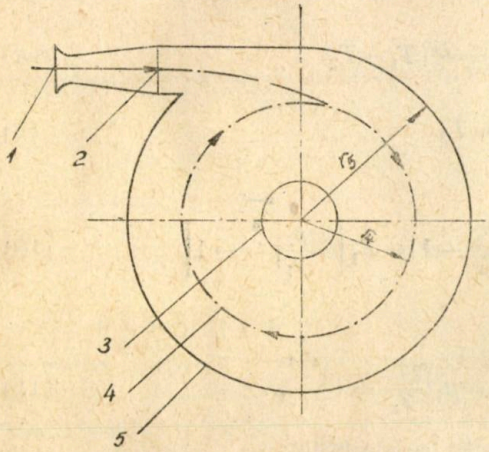


Fig. 3. Schema modelului teoretic propus : *1* — starea gazului la intrarea în ajutaj; *2* — starea la ieșirea din ajutaj; *3* — starea la periferia deschiderii diafragmei; *4* — starea la raza r_4, identică cu starea de ieșire din ajutaj; *5* — starea la periferia camerei turbionare; *o* — starea în axa camerei turbionatorului.

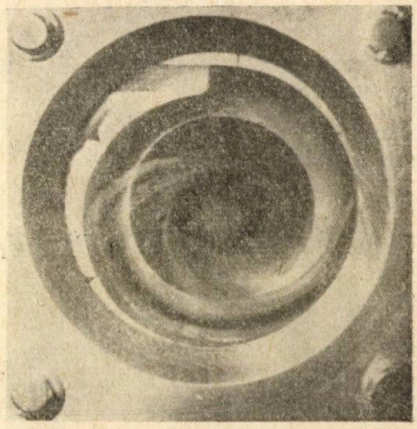


Fig. 4. Cîmpul curgerii din camera turbionatorului (din fotografiile efectuate de autori în cadrul experimentării unui turbionator frigorific cu echicurent).

ajutaj ; ca urmare, curentul care iese din ajutaj este deviat înspre axa camerei pînă la o rază r_4 (v. fig. 3) la care presiunea corespunzătoare p_4 realizată prin centrifugarea particulelor este egală cu presiunea p_2.

Fotografieri ale cîmpului vitezelor, realizate de autori în cadrul experimentării unui turbionator frigorific cu echicurent, justifică întru totul ipoteza admisă (v. fig. 4).

Cu notațiile din fig. 3, cu neglijarea frecărilor în camera turbionatorului și cu neglijarea schimburilor de căldură dintre straturi, pot fi scrise următoarele relații :

$$\int_0^{r_5} \omega^2 r \cdot dr = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\frac{p_5}{\rho_5} - \frac{p_0}{\rho_0}\right) \quad \text{(v. ec. 3)} \qquad (3\,a)$$

dar

$$\int_0^{r_5} \omega^2 r \cdot dr = \int_0^{r_4} \omega^2 r dr + \int_{r_4}^{r_5} \omega^2 r \cdot dr = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\frac{p_4}{\rho_4} - \frac{p_0}{\rho_0}\right) + \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\frac{p_5}{\rho_5} - \frac{p_4}{\rho_4}\right). \qquad (3\,b)$$

In ipoteza $\omega=\text{const.}$ [1]) (curgere cvasisolidă — admisă tot mai mult în ultimele cercetări, după cum am mai amintit), din prima integrală rezultă

$$\int_0^{r_4}\omega^2 r\cdot dr=\frac{1}{2}\omega^2 r_4^2=\frac{1}{2}w_4^2=\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{p_4}{\rho_4}-\frac{p_0}{\rho_0}\right) \tag{3c}$$

sau, cu

$$w_4=w_2,\ \text{(v. ec. 5)} \tag{5a}$$

$$2\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{p_4}{\rho_4}-\frac{p_0}{\rho_0}\right)=2\frac{\varkappa}{\varkappa-1}RT_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] \tag{8}$$

sau

$$R(T_4-T_0)=R(T_1-T_2) \tag{8a}$$

de unde, cu

$$T_4=T_2 \tag{9}$$

se obține

$$T_0=2T_2-T_1=T_1\left(2\frac{T_2}{T_1}-1\right)=T_1\left[2\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right] \tag{10}$$

și

$$p_0=p_2\left(\frac{T_0}{T_2}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}=p_1\left(\frac{2T_2}{T_1}-1\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}. \tag{11}$$

Din cea de a doua integrală a ec. (3 b) se obține

$$\int_{r_4}^{r_5}\omega^2 r\cdot dr=\frac{1}{2}\omega^2 r_4^2\left(\frac{r_5^2}{r_4^2}-1\right)=\frac{1}{2}w_4^2\left(\frac{r_5^2}{r_4^2}-1\right)=\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{p_5}{\rho_5}-\frac{p_4}{\rho_4}\right) \tag{3d}$$

sau, cu considerarea ec. (5 a) și (9),

$$T_5-T_2=\left(\frac{r_5^2}{r_4^2}-1\right)(T_1-T_2) \tag{12}$$

de unde

$$T_5=T_0+(T_1-T_2)\frac{r_5^2}{r_4^2}=T_1\left[\left(\frac{r_5^2}{r_4^2}-1\right)\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)+\frac{T_2}{T_1}\right] \tag{13}$$

și

$$p_5=p_1\left(\frac{T_5}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}=p_1\left[\left(\frac{r_5^2}{r_4^2}-1\right)\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)+\frac{T_2}{T_1}\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \tag{14}$$

[1]) Pot fi considerate și alte legi de variație ale vitezei unghiulare .

De aici

$$\Delta T_{max} = T_5 - T_0 = T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \frac{r_5^2}{r_4^2} = T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] \frac{r_5^2}{r_4^2} \tag{15}$$

diferită de ec. (7).

Similar cu ec. (13), obținem pentru temperatura curentă în cameră

$$T = T_0 + (T_1 - T_2) \frac{r^2}{r_4^2}. \tag{13 a}$$

Presiunea corespunzătoare este dată de relația

$$p = p_1 \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \tag{14 a}$$

Aplicînd ecuația momentelor față de axa camerei, se obține

$$\omega r_4^2 \cong \frac{\mu_0}{\pi r_4^2} \int_0^{r_4} \omega r^2 \, 2\pi r \cdot dr + \frac{1-\mu_0}{\pi\left(r_5^2 - r_4^2\right)} \int_{r_4}^{r_5} \omega r^2 \, 2\pi r \cdot dr \,^{1)} \tag{16}$$

unde

$$\mu_0 = \frac{m_{0,4}}{m_{0,5}} = \frac{\pi r_4^2 l_c \rho_{med_{0,4}}}{\pi r_5^2 l_c \rho_{med_{0,5}}} = \frac{r_4^2}{r_5^2} \frac{\rho_{med_{0,4}}}{\rho_{med_{0,5}}} \tag{17}$$

reprezintă cantitatea de gaz cuprinsă pînă la $r = r_4$ raportată la cea totală; $\rho_{med_{0,4}}$ și $\rho_{med_{0,5}}$ sînt densitățile medii ale gazului aflat pînă la $r = r_4$ respectiv din întreaga cameră.

Din aceste relații, pentru $\omega = \text{const.}$, rezultă

$$\frac{r_4^2}{r_5^2} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{med_{0,4}}}{\rho_{med_{0,5}}}} \cong \frac{1}{2}. \tag{18}$$

Intr-adevăr, cu

$$\rho_{med_{0,4}} \doteq \frac{p_4 - p_0}{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{p_4}{\rho_4} - \frac{p_0}{\rho_0}\right)} = \frac{p_2 - p_0}{\frac{\varkappa}{\varkappa-1} R (T_2 - T_0)} \tag{19}$$

---

[1]) Relația exactă este

$$\omega r_4^2 \rho_2 = \frac{\mu_0}{\pi r_4^2} \int_0^{r_4} \omega r^2 \, 2\pi r \rho dr + \frac{1-\mu_0}{\pi\left(r_5^2 - r_4^2\right)} \int_{r_4}^{r_5} \omega r^2 \, 2\pi r \rho dr. \tag{16 a}$$

Din motive de simplitate, în lucrarea de față s-a preferat folosirea ec. (16), corecțiile implicate urmînd să fie incluse în factorii de corecție finali rezultați din compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale.

și

$$\rho_{med_{0,5}} = \frac{p_5 - p_0}{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R (T_5 - T_0)} \tag{19}$$

se obține

$$\frac{\rho_{med_{0,4}}}{\rho_{med_{0,5}}} = \left(\frac{T_{med_{0,4}}}{T_{med_{0,5}}} \right)^{\frac{1}{\varkappa - 1}} = \frac{p_2 - p_0}{p_5 - p_0} \frac{T_5 - T_0}{T_2 - T_0} = \frac{\left(1 + \frac{T_2 - T_0}{T_0}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} - 1}{\left(1 + \frac{T_5 - T_0}{T_0}\right) - 1} \frac{T_5 - T_0}{T_2 - T_0}$$

sau, prin dezvoltarea în serie și reținerea primilor termeni, în ipoteza că $\frac{T_5 - T_0}{T_0} < 1$

$$\frac{\rho_{med_{0,4}}}{\rho_{med_{0,5}}} \cong \frac{1 + \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{T_2 - T_0}{T_0} - 1}{1 + \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{T_5 - T_0}{T_0} - 1} \frac{T_5 - T_0}{T_2 - T_0} = 1 \tag{20}$$

cu care

$$\frac{r_4^2}{r_5^2} \cong \frac{1}{2} \cdot \tag{21}$$

Ec. (13 a) și (15) devin :

$$T = T_0 + (T_1 - T_2) \frac{r^2}{r_4^2} = T_0 + 2 (T_1 - T_2) \frac{r^2}{r_5^2} \tag{13 a'}$$

$$\Delta T_{max} = 2 (T_1 - T_2) = 2 T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right]. \tag{15'}$$

Temperaturile de frînare ale gazului sînt date de relațiile :

$$T^\star = T + \frac{w^2}{2 c_{pm}} = T + \frac{w^2}{w_2^2} (T_1 - T_2) = T + \frac{r^2}{r_4^2} (T_1 - T_2) \tag{22}$$

sau, cu considerarea ec. (21),

$$T^\star = T + 2 (T_1 - T_2) \frac{r^2}{r_5^2} = T_0 + 4 (T_1 - T_2) \frac{r^2}{r_5^2} \cdot \tag{22 a}$$

Pentru calculul presiunilor de frînare urmează să se folosească relația

$$p^\star = p_0^\star \left(\frac{T^\star}{T_0^\star} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_0 \left(\frac{T^\star}{T_0} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_1 \left(\frac{T^\star}{T_1} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \cdot \tag{23}$$

Cunoscînd cîmpurile de temperaturi și de presiuni determinate pe baza ec. (13 a), (14 a), (22 a) și (23), valorile parametrilor de stare ai celor 2 curenți care ies din turbionator urmează să se determine prin integrarea acestor cîmpuri.

Notînd cu μ_x debitul relativ al curentului de gaz rece, putem scrie:

$$\mu_x = \frac{m_{rece}}{m_{total}} = \frac{r_x^2}{r_5^2} \frac{\rho_{med_{0,x}}}{\rho_{med_{0,5}}} \cong \frac{r_x^2}{r_5^2} \tag{24}$$

(vezi cele dezvoltate în legătură cu μ_0) și astfel

$$T_{rece} \cong \frac{1}{\pi r_x^2} \int_0^{r_x} 2\pi r T dr = T_0 + (T_1 - T_2) \frac{r_x^2}{r_5^2} = T_0 + (T_1 - T_2)\mu_x. \tag{25}$$

Similar se obține

$$T_{cald} \cong \frac{1}{\pi (r_5^2 - r_x^2)} \int_{r_x}^{r_5} 2\pi r T \cdot dr = T_0 + (T_1 - T_2)(1 + \mu_x) \tag{26}$$

$$T^*_{rece} \cong \frac{1}{\pi r_x^2} \int_0^{r_x} 2\pi r T^* dr = T_0 + 2(T_1 - T_2)\mu_x \tag{27}$$

$$T^*_{cald} \cong \frac{1}{\pi (r_5^2 - r_x^2)} \int_{r_x}^{r_5} 2\pi r T^* dr = T_0 + 2(T_1 - T_2)(1 + \mu_x) \tag{28}$$

$$p_{rece} = p_1 \left(\frac{T_{rece}}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_1 \left[\frac{T_0}{T_1} + \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\mu_x\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \tag{29}$$

$$p_{cald} = p_1 \left(\frac{T_{cald}}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_1 \left[\frac{T_0}{T_1} + \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)(1 + \mu_x)\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \tag{30}$$

$$p^*_{rece} = p_0 \left(\frac{T^*_{rece}}{T_0}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_1 \left[\frac{T_0}{T_1} + 2\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\mu_x\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \tag{31}$$

$$p^*_{cald} = p_0 \left(\frac{T^*_{cald}}{T_0}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_1 \left[\frac{T_0}{T_1} + 2\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)(1 + \mu_x)\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}. \tag{32}$$

Față de vitezele relativ reduse (10—20 m/s) ale celor doi curenți la ieșirea din turbionator, este de așteptat să se obțină

$$T_{c\cdot rece} \cong T^*_{rece}; \quad T_{c\cdot cald} \cong T^*_{cald}$$

(energia cinetică a curentului din camera turbionatorului trece prin atenuare în energie interioară) și

$$p_{c\cdot rece} \cong p_{rece}; \quad p_{c\cdot cald} \cong p_{cald}$$

(în realitate, este de așteptat să se obțină valori mai mici).

Verificări:

— Pentru $\mu_x = 0$, adică pentru cazul cînd gazul iese numai prin tubul cald se obține

$$T_{c\cdot cald} \cong T^*_{cald} = T_0 + 2(T_1 - T_2) = T_1$$

$$p_{c\cdot cald} = p_{cald} = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = p_2.$$

Turbionatorul joacă rolul unui robinet de strangulare.

— Pentru $\mu_x=1$, adică pentru cazul cînd gazul iese numai prin tubul rece, se obține

$$T_{c\cdot rece}=T^*_{rece}=T_0+2(T_1-T_2)=T_1$$

$$p_{c\cdot rece}=p_{rece}=p_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}=p_2,$$

cu aceeași observație.

— Verificarea bilanțului energetic:

$$\mu_x T_{c\cdot rece}+(1-\mu_x)\,T_{c\cdot cald}=\mu_x[T_0+2(T_1-T_2)\,\mu_x]+(1-\mu_x)[T_0+2(T_1-T_2)(1+\mu_x)]=$$
$$=T_0+2(T_1-T_2)=T_1.$$

c. COMPARAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE CU CELE TEORETICE

Rezultatele ce se obțin pe baza modelului teoretic prezentat mai sus sînt în concordanță, cel puțin calitativ, cu cele stabilite experimental de către diferiți cercetători. Este suficient să comparăm în acest sens rezultatele cercetărilor lui Hilsch, redate prin curbele din fig. 5, cu cele obținute în cadrul lucrării de față (v. fig. 6).

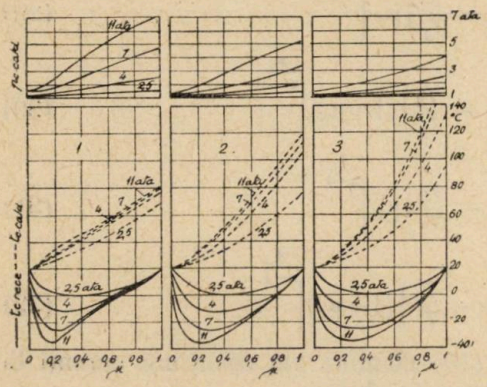


Fig. 5. Temperatura curentului cald ($t_{c\cdot cald}$), temperatura curentului rece ($t_{c\cdot rece}$) și presiunea curentului cald ($p_{c\cdot cald}$) înaintea strangulării, în funcție de debitul gravimetric relativ al curentului rece $\mu=G_{rece}/G_{cald}$, pentru diferite presiuni inițiale p_1. Rezultate experimentale obținute de Hilsch (după [7], pag. 20), pentru diferite diametre ale diafragmei (*a*. 1,4 mm; *b*. 1,8 mm; *c*. 2,2 mm).

Ceea ce se remarcă în primul rînd este alura absolut comparabilă a curbelor temperaturilor și a curbelor presiunilor curentului cald, cu aceeași influență a presiunii inițiale.

In privința temperaturilor curentului rece, curbele reprezentative sînt comparabile ca alură numai în domeniul debitelor relative mari de gaz rece (μ mare) — cu aceeași influență a presiunii inițiale; în domeniul debitelor relative mici (μ mic), curbele experimentale diferă de cele teoretice în sensul înrăutățirii răcirii (probabil ca urmare a unor curgeri suplimentare între curentul cald și cel rece neluate în considerație în modelul teoretic). In literatură se întîlnesc totuși și curbe experimentale care păstrează alura curbelor teoretice din fig. 6; este cazul, spre exemplu, al temperaturilor reci măsurate de către I. Spahiu și I. Cserveny, în cadrul cercetării diferitelor variante ale turbionatorului frigorific de dimensiuni mari (d=170 mm) cu gaz metan de la Stațiunea experimentală Saroș (v. fig. 7).

Aceeași alură și aceeași influență a presiunilor inițiale se remarcă de asemenea și în privința căldurii extrase curentului rece (v. fig. 8).

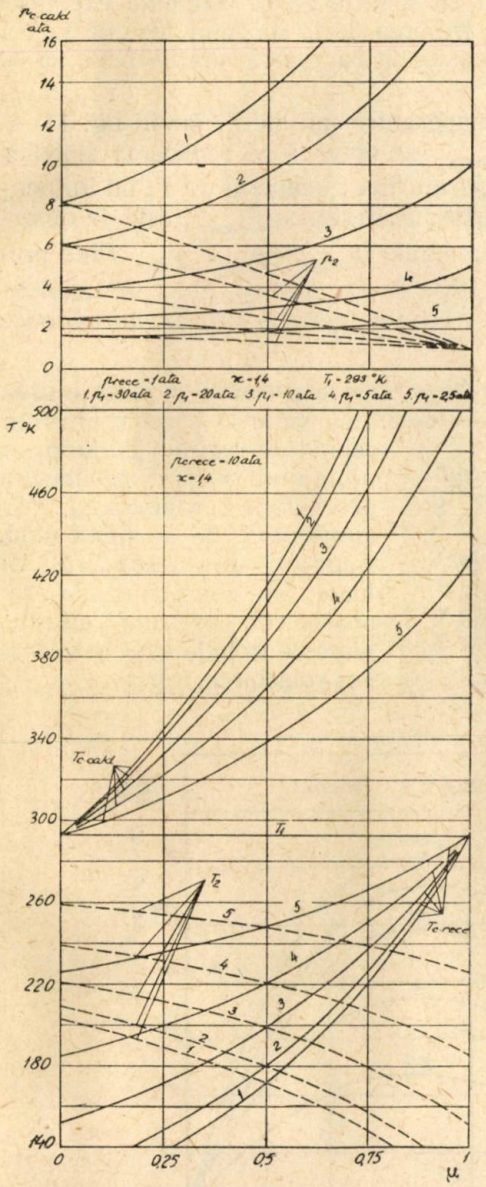


Fig. 6. Temperatura curentului cald, temperatura curentului rece și presiunea curentului cald, în funcție de debitul relativ al curentului rece μ, pentru deferite presiuni inițiale p_1. Rezultate teoretice, obținute pe baza modelului prezentat.

În privința presiunilor inițiale p_1, este de observat că influența acestora se resimte tot mai puțin pe măsura creșterii lor (toate curbele amintite, atît cele teoretice cît și cele experimentale se apropie între ele, pe măsura creșterii presiunii p_1).

Toate curbele teoretice prezentate în fig. 6 și 8 *b* au fost stabilite pentru aer, cu $\varkappa = 1{,}4$ și pentru $p_{c\cdot rece} = 1$ ata (în ipoteza tubului rece complet deschis); din relațiile prezentate, se vede că mediul de lucru poate influența numai prin $\varkappa$, funcție de numărul atomilor în molecula gazului considerat; această influență poate fi urmărită în fig. 9 unde s-au trasat caracteristicile turbionatorului pentru aceleași valori ale presiunilor p_1 și $p_{c\cdot rece}$ ($p_1 = 10$ ata, respectiv $p_{c\cdot rece} = 1$ ata) dar cu $\varkappa$ diferit ($\varkappa = 1{,}3$; $\varkappa = 1{,}4$; $\varkappa = 1{,}6$). Rezultatele sînt în concordanță cu cele obținute experimental de Martînovski și Alexeev [2], în

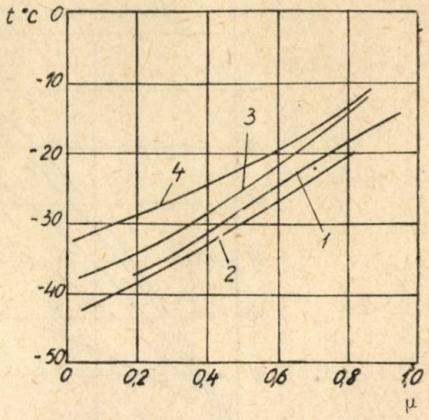


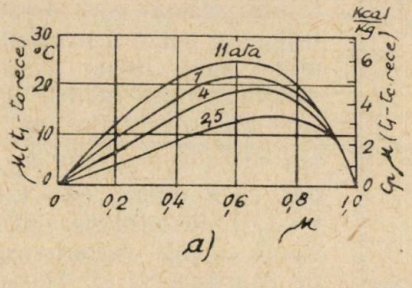
Fig. 7. Variația temperaturilor reci măsurate de către I. Spahiu și I. Cserveny [4]:

1 — turbionator cu diafragmă pe tubul rece, $p_1 = 20$ ata; *2* — turbionator cu corpuri profilate masive pe tubul rece, $p_1 = 30$ ata; *3* — idem, $p_1 = 20$ ata; *4* — idem, $p_1 = 10$ ata.

cercetarea comportării turbionatorului cu diferite gaze. Influența exponentului $\varkappa$ poate fi utilă de asemenea la trecerea de la modelul teoretic la cel real (ca rezultat al frecărilor, este de așteptat ca transformările reale să se desfășoare cu $n > \varkappa$).

În fig. 10 este redată influența temperaturii inițiale T_1 iar în fig. 11 — influența presiunii curentului rece $p_{c\cdot rece}$; se observă că reducerea ambelor mărimi este favorabilă în privința temperaturilor; temperatura T_1 nu influențează asupra presiunilor. În ceea ce privește presiunea $p_{c\cdot rece}$, este de observat că în modelul teoretic prezentat s-a admis $p_{c\cdot rece} = p_{rece}$, p_{rece} fiind presiunea medie din cameră. În realitate, este de așteptat ca, datorită rezistențelor hidraulice, să avem $p_{rece} > p_{c\cdot rece}$, ceea ce apropie rezultatele teoretice de cele experimentale.

În fine, din examinarea curbelor de variație a presiunilor p_2 la ieșirea din ajutaj (v. fig. 6, 9, 10 și 11), se observă că valorile acestor presiuni depind de regimul de lucru al ajutajului și cresc pe măsura deschiderii robinetului de strangulare de pe tubul cald. Ajutajul de destindere va lucra în consecință la rapoarte de presiuni diferite, lucru ce trebuie avut în vedere la proiectarea lui.



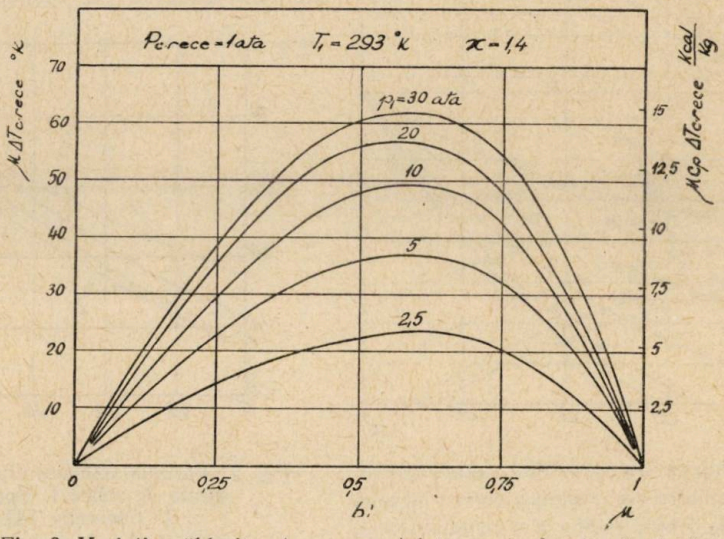


Fig. 8. Variația căldurii extrase curentului rece în funcție de debitul relativ al gazului rece, pentru diferite presiuni inițiale:
a —rezultate experimentale după Hilsch ([7], p. 21); *b* — rezultate teoretice.

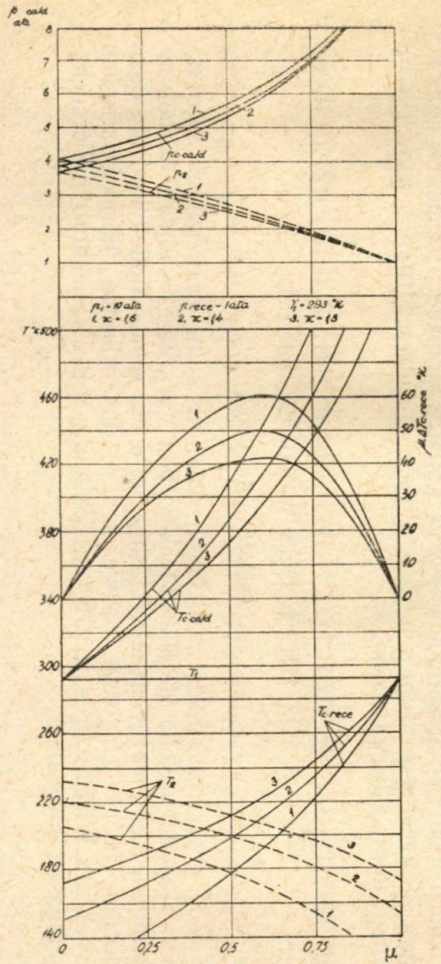


Fig. 9. Influența exponentului adiabatic $\varkappa$.

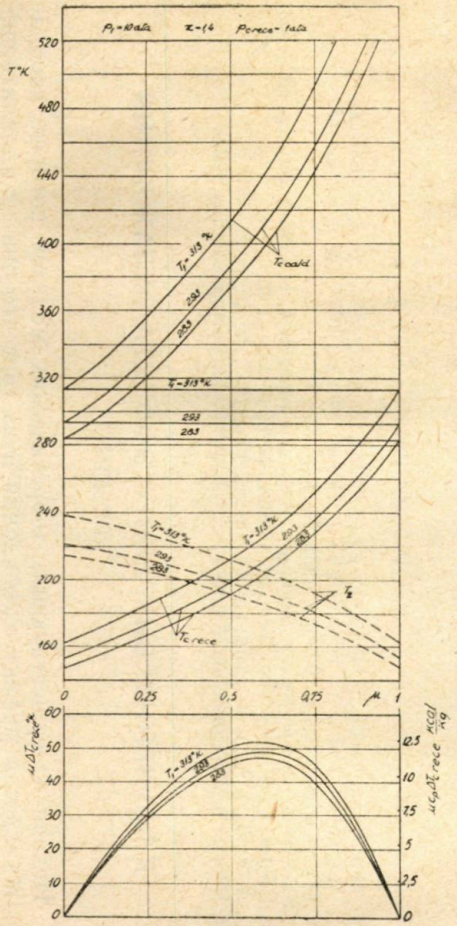


Fig. 10. Influenta temperaturii inițiale T_1.

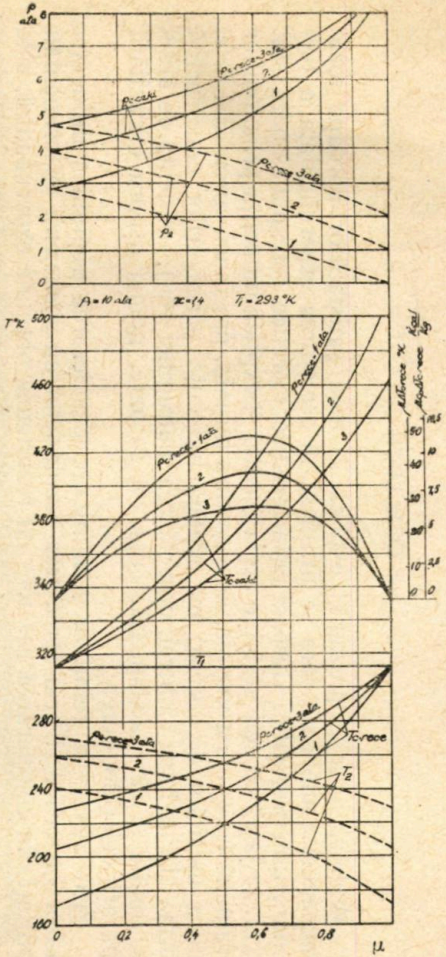


Fig. 11. Influența presiunii curentului rece $p_{c.rece}$.

d. CONCLUZII

Modelul teoretic prezentat explică în mod satisfăcător aproape toate fenomenele complicate care se întîlnesc în cercetarea experimentală a turbionatorului frigorific. Curbele caracteristice teoretice corespunzătoare sînt în concordanţă cu cele stabilite experimental şi explică influenţa principalilor parametri (presiunea iniţială, temperatura iniţială, presiunea curentului rece, natura mediului de lucru); nu explică influenţa parametrilor constructivi (forma şi lungimea camerei, deschiderea diafragmei etc.), influenţă de altfel discutabilă şi care acţionează, după cît se pare, numai asupra eficacităţii separării celor doi curenţi.

Prin corectarea relaţiilor stabilite cu considerarea treptată a influenţei tuturor factorilor şi prin corectarea rezultatelor cu coeficienţi experimentali rezultaţi din compararea acestora cu rezultatele obţinute experimental, este de aşteptat să se facă paşi importanţi înspre stăpînirea completă a fenomenelor caracteristice răcirii turbionare.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Martînovski, V. P. Alexeev, Holod. tehnika, 1953, № 3, p. 63—66.
2. V. Martînovski, V. P. Alexeev, Holod. tehnika, 1955, № 3, p. 46—48.
3. A. Merkulov, Holod. tehnika, 1958, № 3, p. 31—37.
4. I. Spahiu, I. Cserveny, Studii şi cercetări de energetică, 11 (1961), № 3, p. 487—503.
5. I. Erdélyi, Forsch. Ing.-Wes., 28 (1962), № 6, p. 181—186.
6. L. A. Vulis, A. A. Kostriţa, Teploenergetika, 1962, № 10, p. 72—77.
7. R. Planck, *Handbuch der Kältetechnik*, Dritter Band, Springer-Verlag, 1959.

К ИЗУЧЕНИЮ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА ОХЛАЖДЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из существующих теоретических моделей которые изображают вихревой эффект охлаждения и из того что они не удовлитворительны, представляется новая модель и теория связанная с нею.

Намечаются характеристические кривые вихревого эффекта охлаждения, полученные теоретическим путьем, в соответствии с известными экспериментальными данными.

THEORETISCHE BETRACHTUNGEN ÜBER DIE KÄLTEERZEUGUNG MIT HILFE DES WIRBELROHRES

(ZUSAMMENFASSUNG)

Von der Feststellung ausgehend, dass die heute bestehenden theoretischen Modelle, welche die charakteristischen Vorgänge in einem Wirbelrohr darstellen, nicht zufriedenstellend sind, wird ein neues Modell und die dazu gehörige Theorie vorgelegt. Es werden die theoretischen charakteristischen Kurven des Wirbelrohres, in Übereinstimmung mit den bekannten Versuchsergebnissen dargestellt.

STUDIUL UNIFORMITĂȚII PULVERIZĂRII LA INJECTOARELE ROTATIVE *

DE

BEJAN I., UNGUREANU C., COTOCIU E., COJEREANU P., GUTMAYER H.

1. INTRODUCERE

Cercetările asupra procesului de pulverizare urmăresc să pună la dispoziție elementele necesare studiului formării amestecurilor carburante, respectiv al proceselor de aprindere și ardere. Studiile procesului presupun cunoașterea vitezei de evaporare a picăturilor de combustibil, într-un mediu cu parametri de stare cunoscuți. Acest lucru nu este posibil însă fără cunoașterea amănunțită a dispersiei norului de picături format în procesul de pulverizare.

Diametrul mediu al norului de picături caracterizează însă insuficient dispersia acestuia, deoarece pentru unul și același diametru sînt posibile o mulțime de distribuții ale picăturilor după dimensiuni. Aceasta este și explicația de ce în ultima vreme literatura de specialitate acordă atenție din ce în ce mai mare uniformității pulverizării.

De la început trebuie însă precizat că teoria distribuției picăturilor după dimensiuni nu este elaborată definitiv și de aceea de cele mai multe ori, se apelează la unele expresii matematice empirice, care corespund mai mult sau mai puțin curbei reale de distribuție.

Prezenta lucrare își propune să cerceteze uniformitatea pulverizării în cazul injectoarelor rotative tip „Steaua Roșie" București, întregind prin aceasta studiul care se face asupra acestui tip de injector de către colectivul catedrei de Termotehnică de la I.P.T.

2. RELAȚIILE DE BAZĂ ALE DISTRIBUȚIEI PICĂTURILOR DUPĂ DIMENSIUNI

Dintre numeroasele propuneri existente în literatura de specialitate, în tabela 1 sînt cuprinse cele mai importante și anume: ecuația lui Nukiyama-Tanasawa 1, ecuația lui Rosin-Rammler 2, ecuația distribuției normal logaritmice 3, și ecuația limitelor superioare 4.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Tabela 1

Ecuații de bază ale distribuției picăturilor după dimensiuni

Nr. crt.	Ecuația
1	Nukiyama-Tanasawa $1-\frac{\Gamma b\, di^m\left(\frac{6}{m}\right)}{\Gamma\left(\frac{6}{m}\right)}$
2	Rosin-Rammler $e^{-bd_i^m}$
3	Ecuația distribuției normal-logaritmice[1] $1-\frac{1}{\sqrt{\pi}}\int_{-\infty}^{my} e^{-m^2y^2} d\,(my)$
4	Ecuația limitei superioare[2] $1-\frac{1}{\sqrt{\pi}}\int_{-\infty}^{my} e^{-m^2y^2} d\,(my)$

— În relațiile din tabela 1, notațiile au următoarele semnificații :

d_i — diametrul (curent);

b, m — constante empirice ;

d_m — dimensiunea medie a picăturilor ;

d_{max} — diametrul maxim stabil al picăturii

1) $y=\ln \frac{d_i}{d_m}$

2) $y=\ln \frac{k\cdot d_i}{d_{max}-d_i}$.

Relațiile prezentate în tabela 1 necesită cunoașterea a două constante, care caracterizează dimensiunea medie și uniformitatea jetului. Pentru ecuația limitei superioare trebuie determinată o mărime constantă suplimentară și anume diametrul maxim stabil al picăturii d_{max}, care este o funcție de cifra Weber.

Determinarea constantelor din relațiile de mai sus se face după metoda grafică, astfel ca să se realizeze o concordanță cît mai bună între valorile calculate cu aceste relații și cele obținute pe baza datelor experimentale privind distribuția picăturilor după dimensiuni. În acest scop se utilizează reprezentarea punctelor experimentale în diagrama cu scări funcționale sau în rețele de probabilitate, astfel încît acestea să se așeze cît mai bine în jurul unei drepte. Valorile constantelor se stabilesc după înclinarea și după intersecția cu axa ordonatei, a dreptei în jurul căreia punctele experimentale se grupează cel mai bine.

Cu excepția relației distribuției normale logaritmice, relațiile din tabela 1 nu se bazează pe modelul fizic al pulverizării vînei de combustibil lichid. Din această cauză alegerea unei anumite relații depinde în primul rînd de măsura în care ea corespunde datelor experimentale de distribuție a picăturilor după dimensiuni. În același timp însă, ea trebuie să fie cît

mai simplă pentru a permite utilizarea ei în calculul proceselor de vaporizare. Trebuie subliniat, că ultima condiție primează de cele mai multe ori.

Din confruntarea datelor experimentale privind distribuția picăturilor după dimensiuni cu valorile reprezentate din cele patru ecuații prezentate în tabela 1, rezultă că cea mai bună concordanță se obține în cazul folosirii ecuației limitei superioare, pentru că ea are la bază diametrul maxim stabil al picăturii.

Cu toate acestea, cea mai utilizată este ecuația lui Rosin-Rammler, deoarece ea reprezintă cea mai simplă exponențială, în timp ce toate celelalte necesită tabele de funcții Γ.

În literatura curentă de specialitate sînt descrise nenumărate alte metode de prelucrare a datelor experimentale privind distribuția picăturilor după dimensiuni. Pentru că aceste metode pînă în prezent nu au găsit o utilizare largă ne referim la descrierea lor pe scurt.

E. Klein [5] arată că repartiția mărimii picăturilor după dimensiuni se poate reprezenta în modul cel mai simplu prin curbele de densitate și prin curba sumă dedusă din acestea. Pentru reprezentarea curbelor totalitatea picăturilor se împarte în clase de mărimi de cîte 10 μ și se reprezintă densitatea relativă h_i a fiecărei clase, în mijlocul intervalului, deasupra diametrului picăturii d_i drept abscisă. Se obține o curbă în trepte (fig. 1) care, după operația de îndreptare, se înlocuiește printr-o curbă continuă.

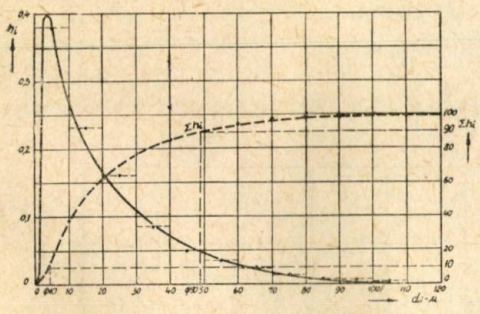


Fig. 1. Curba de densitate relativă și curba sumă.

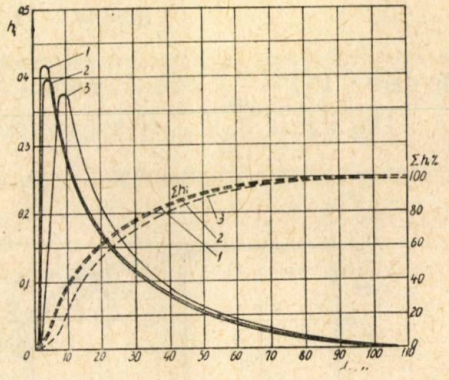


Fig. 2. Curbe de densitate relativă obținute la diferite regiuni.

Insumînd de la originea coordonatelor pas cu pas clasele respective, formînd deci $\sum_{i=1}^{i} h_i$, se obține curba integrală pentru numărul tuturor picăturilor între 0 și d_i.

Forma curbelor de densitate relativă se schimbă în mod esențial în figura 2, unde s-au suprapus curbele de densitate obținute pentru 43 regimuri de lucru.

Dacă se notează cu Φ_{10}, diametrul pentru care numărul picăturilor Φ_{90} cu diametrul cuprins între 0 și Φ_{10} reprezintă 10% din numărul total, și

cu valoarea diametrului definită în mod similar pentru 90% din numărul total de picături, perechea de valori Φ_{10} și Φ_{90} se folosește în ultima vreme pentru compararea uniformității pulverizării, deoarece ea reprezintă exact o distribuție normală logaritmică, a cărei ecuație poate fi stabilită.

M. Kuharev [6] pleacă de la observația că pulverizarea este cu atît mai omogenă cu cît mai mică este diferența dintre valorile medii: diametrul mediu aritmetic d_{ma}, diametrul mediu volumetric $d_{m\,vol}$ și diametrul Sauter d_{ms}. In cazul limită cînd omogenitatea este totală, cei trei diametri medii amintiți trebuie să fie egali. Neomogenitatea pulverizării se caracterizează prin diferența $\Phi_{90}-\Phi_{10}$. Metoda propusă de Kuharev dă rezultate foarte bune, numai în cazul cînd pelicula de picături este relativ omogenă.

3. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

După cum s-a arătat mai sus, cea mai utilizată în scopul caracterizării uniformității pulverizării este ecuația lui Rosin-Rammler, care pentru cazul cînd diametrul mediu se calculează după formula propusă de Vitman:

$$d_{mv}=\frac{\sum n_i d_i^4}{\sum n_i d_i^3} \tag{1}$$

ia forma:

$$\ln R_i=-\left[\Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right)-\frac{d_i}{d_{mv}}\right]^m \tag{2}$$

în care: $\Gamma\left(1-\frac{1}{m}\right)$ este cunoscuta funcție gama.

Din figura 3, în care s-a reprezentat dependența

$$R_i=f\left(\frac{d_i}{d_{mv}}\right) \tag{3}$$

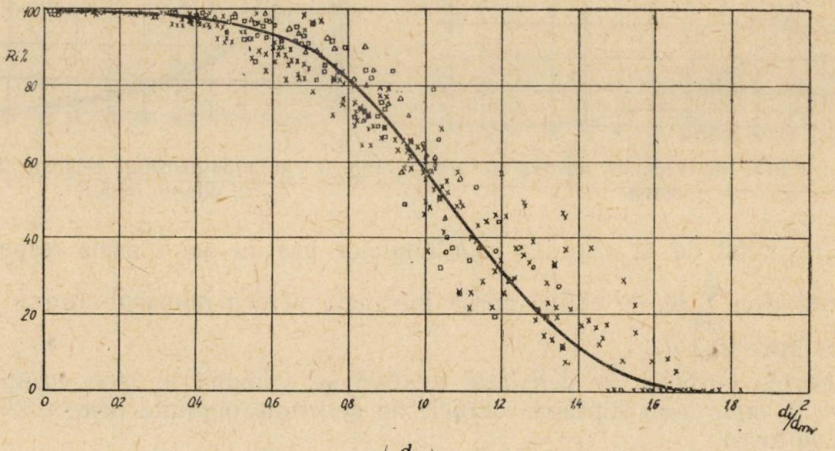


Fig. 3. Dependența $R=f\left(\frac{d_i}{d_{mv}}\right)$ pentru injectorul rotativ.

se observă că punctele experimentale se grupează foarte bine, în jurul unei curbe, ceea ce dovedește că ecuația Rosin-Rammler poate exprima în suficientă măsură distribuția picăturilor după dimensiuni și în cazul injectoarelor rotative. Rămîne să se stabilească valoarea argumentului m. În acest scop se logaritmează ecuația (2) și se pune condiția ca R_t să fie introdus (exprimat) în %.

Se obține :

$$\ln \ln \frac{100}{R_1} = m\left[\ln \Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right) + \ln \frac{d_i}{d_{mv}}\right] \tag{4}$$

care într-un sistem de coordonate $\ln \ln \frac{100}{R_t}$ și $\ln \frac{d_i}{d_{mv}}$ reprezintă ecuația unei drepte, a cărei coordonată la origină este :

$$c = m \ln \Gamma\left(1+\frac{1}{m}\right). \tag{5}$$

În figura 4 s-au reprezentat grafic datele experimentale pentru 23 de probe obținute, la funcționarea injectorului cu $n = 3\,220$ rot/min. Din grafic

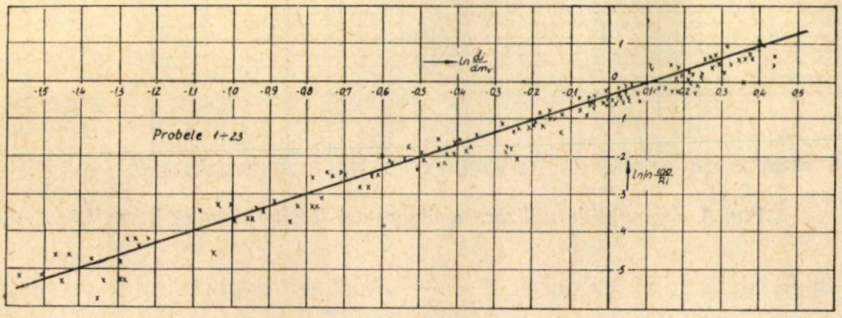


Fig. 4. Dependența $\ln \ln R = f\left(\ln \frac{d_i}{d_{mv}}\right)$.

se obține valoarea $c = 0{,}32$. Pentru determinarea argumentului nu se recomandă schimbarea de variabilă : $m = \frac{1}{x}$. În felul acesta expresia (5) ia forma :

$$\ln \Gamma(1+x) = Cx \tag{6}$$

care prin derivare devine :

$$\frac{\Gamma'(1+x)}{\Gamma(1+x)} = C = \psi(1+x).$$

Folosind tabelele Janke-Emde [13] se stabilește ușor valoarea $x = 0{,}18$, respectiv $m = 5{,}55$.

În ultimul timp se preferă valorificarea analizelor granulometrice în reţeaua dublu logaritmică Rosin-Rammler-Bennett [7] deoarece parametri granulaţiei b şi m se obţin foarte uşor. Astfel dacă punctele experimentale se aşează după o dreaptă (fig. 5) intersecţia acesteia cu paralele Bennett

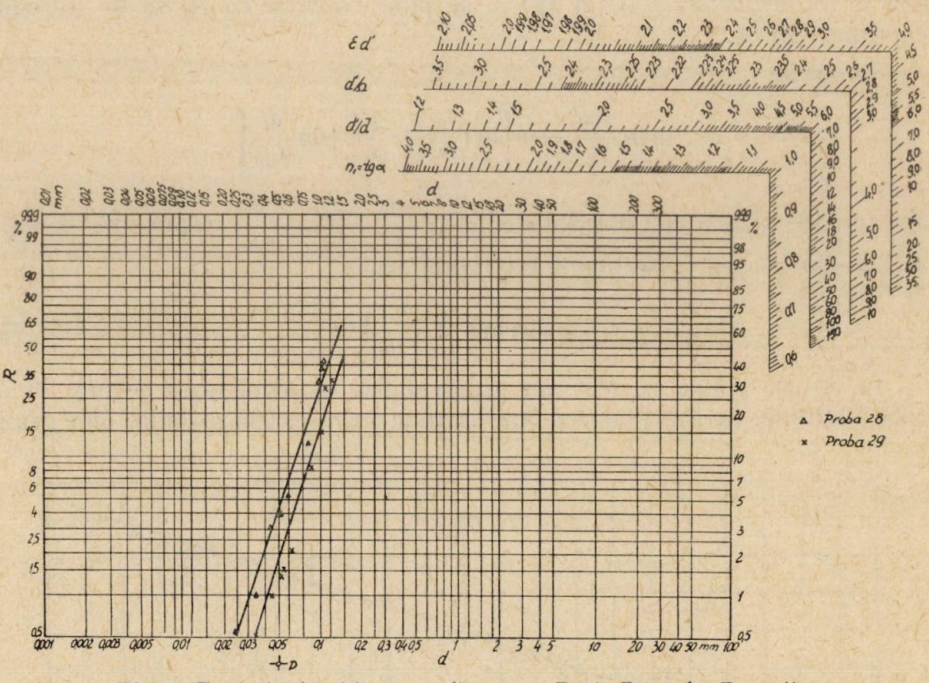


Fig. 5. Exemplu de utilizare a diagramei Rosin-Rammler-Bennett.

(R_t=36,8) determină valoarea $d'=\frac{1}{b}$. Mărimea exponentului m se citeşte de asemenea imediat pe scara marginală a lui Puffe ducînd prin polul P, situat sub scara absciselor, o paralelă la dreapta R.R.S.

4. CONSIDERAŢII CU PRIVIRE LA PRECIZIA ANALIZELOR GRANULOMETRICE CU AJUTORUL ECUAŢIEI ROSIN-RAMMLER

După cum se ştie, metoda Rosin-Rammler a fost dezvoltată şi aplicată iniţial în cercetarea pulberilor de diferite materiale ceramice, apoi a fost folosită pentru studiul analizelor granulometrice ale prafului de cărbune, a pulberilor metalice şi în sfîrşit, a picăturilor de lichid formate în procesul de pulverizare.

În cele ce urmează se vor prezenta aprecierile care se fac în legătură cu aplicarea acestei metode în domeniile amintite. Dacă în ceea ce priveşte aplicabilitatea formulei Rosin-Rammler în studiul granulometric al pulberilor solide există unanimitate de păreri, cu totul alta este situaţia cînd este

vorba de cercetarea analizei granulometrice a picăturilor de lichid formate în procesul de pulverizare.

Astfel Kiefer [8] arată că legea Rosin-Rammler nu poate fi aplicată la particolele obținute din faza lichidă prin pulverizare deoarece ea cuprinde pe lîngă curba de repartiție a lui Gauss și o funcție care caracterizează lucrul mecanic de măcinare, care în cazul pulverizării este practic egal cu zero.

Alte lucrări [9], [10], [11] dimpotrivă admit folosirea ecuației Rosin-Rammler, arătînd într-adevăr că ea nu reprezintă exact distribuția după dimensiuni a picăturilor obținute în procesul de pulverizare.

Dată fiind această situație ne-am propus stabilirea erorilor care apar. In acest scop s-a reprezentat în diagrame de forma celei din figura 5 punctele experimentale și s-a măsurat abaterea lor față de dreapta Rosin-

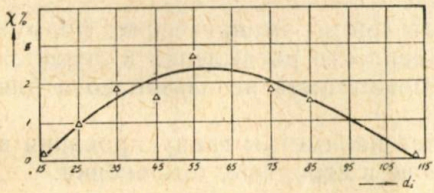


Fig. 6. Variația erorii medii patratice χ în funcție de diametrul picăturilor.

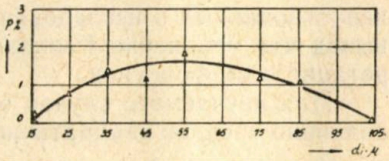


Fig. 7. Variația erorii prealabile p în funcție de diametrul picăturilor.

Rammler corespunzătoare, în jurul căreia se distribuiau cel mai bine. Pe baza criteriului Chauvenet [12] s-au eliminat valorile, care diferă considerabil de întregul șir, și s-au calculat abaterea medie practică χ și eroarea probabilă p. Reprezentarea grafică a acestor valori în funcție de d_i este dată în figurile 6 și 7, din care se observă că nu depășesc 5%.

5. CONCLUZII

Lucrarea face o analiză a principalelor metode și formule empirice folosite în studiul uniformității și conchide că este posibilă utilizarea ecuației Rosin-Rammler și în cazul injectoarelor rotative. Pentru cazul studiat se determină parametrii granulației și se stabilesc eroarea medie patratică și eroarea probabilă.

BIBLIOGRAFIE

1. Nukiyama S., Tanasawa Y., Trans. Sec. Mech. Eng. (Japon), 5 nr. 18. 62—67 (1939).
2. Rosin P., Rammler E., J. Inst. Fuel, 7 Nr. 31, 29—36 (1933).
3. Epstein B., Ind. Engng. Chem. 40, nr. 12. 2289—2291 (1948).
4. Mugele R. A., Evans H. D., Ind. Engng. Chem, 43, nr. 6, 1317 (1951).
5. Klein E., Brennstoff — Wärme — Kraft, nr. 6, pag. 263—269 (1958).
6. Kuharev, Isledovanie răspilinanie i gorenia dizelnovo topliva — NAMI — Vipusc 87 — Moskva 1959.

7. E. Rammler, E. Glöckner, Energietechnik 1956, nr. 2, pag. 59—63.
8. Kieffer şi Hotop, „Fierul şi oţelul sintetizat", Tirol 1944.
9. B. Lewis, R. N. Pease, K. S. Taylor, *Combustion processer Princeton.* New Jersey, 1956.
10. H. Barnett, *Basic considerations in the combustion of hydrocarbon fuels with air,* Cleveland, Ohio, 1957.
11. E. Giffe, A. Muraszev, The Atomisation of liquid fuels New York, 1953.
12. A. G. Worthing, I. Geffner, *Prelucrarea datelor experimentale,* Ed. Tehnică, Bucureşti, 1959.
13. Janke-Emde, Tafeln höherer Funktionen, B. G. Teubner Leipzig 1948.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПЫЛЕНИЯ У РОТАЦИОННЫХ ФОРСУНОК

(РЕЗЮМЕ)

Производится анализ главных методов и эмпирических формул использованных в исследованиях равномерности распыления и делается вывод что уравнение Росина-Рамлера может быть использовано и для ротационных форсунок.

Для изучаемого случая определяются параметры гранулирования и получено среднее квадратичное отклонение и вероятные отклонения.

STUDIUM ÜBER DIE ZERSTAUBUNGSGLEICHMÄSSIGKEIT BEI ROTIERENDEN INJEKTOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit enthält eine Analyse der wichtigsten Methoden und empirischen Formeln, die im Studium der Zerstäubungsgleichmässigkeit benützt werden; es wird festgestellt, dass die Benützung der Gleichung Rosin-Rammler auch bei rotierenden Injektoren möglich ist. Für den behandelten Fall werden die Parameter der Körnigkeit, die mittlere quadratische und die wahrscheinliche Abweichung bestimmt.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL AUTOAPRINDERII AMESTECURILOR OMOGENE DE AER ȘI MOTORINĂ *

DE

V. BERINDEAN

Primită la redacție la data de 26. IV. 1964.

INTRODUCERE

Autoaprinderea amestecurilor de aer și motorină a fost în general studiată în condițiile unor amestecuri neomogene ținînd seama de faptul că motorina se utilizează în motoare cu formarea interioară a amestecului cu aprindere prin comprimare.

Formarea amestecurilor omogene cu motorină este dificilă din cauza capacității reduse de vaporizare. Amestecul trebuie să sufere o preîncălzire relativ ridicată pentru a evita depunerea picăturilor în interiorul sistemului de admisie, sau să fie foarte fin pulverizat.

Cercetările efectuate asupra proceselor de formare a amestecului în motoarele cu aprindere prin comprimare : pulverizarea, evaporarea și amestecarea combustibilului cu aerul din camera de ardere au pus în evidență existența unor zone [3] de repartiție a picăturilor de combustibil. În aceste zone se poate considera că avem amestecuri omogene de aer și combustibil, astfel încît concluziile stabilite pe baza cercetării amestecurilor omogene, pot fi extinse și la procesele care au loc în motoare cu aprindere prin comprimare.

Studierea autoaprinderii amestecurilor omogene are însă și un aspect practic : arderea într-un motor cu aprindere prin comprimare poate fi considerabil îmbunătățită prin combustibil foarte fin pulverizat (sub formă de ceață) introdus în aerul aspirat.

Cu ajutorul acestui procedeu se pot utiliza cu rezultate bune combustibili cu o cifră cetanică foarte scoborîtă. Rezultate optime s-au obținut prin folosirea de amestecuri omogene de motorină introduse în timpul admisiei în motor.

Procesele care au loc în timpul comprimării acestor amestecuri au fost studiate pînă în prezent [4] numai sub aspectul practic al funcționării

---

* Lucrare prezentată la ses. de comunicări șt. a cadrelor didactice din I.P.T. 16—17 mai 1964.

motoarelor cu aspirație de amestec omogen de aer și combustibil, fără a cerceta fenomenele, care au loc în amestecurile omogene de aer combustibil comprimate.

În lucrarea de față se stabilește o relație dintre raportul de volumetrie, de comprimare și coeficientul de excedent de aer precum și temperatura și presiunea minimă de comprimare la care se produce autoaprinderea.

1. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIENȚELOR

1.1. Descrierea instalației

Cercetările experimentale au fost efectuate cu ajutorul instalației TIAM 9-2 destinată pentru determinarea cifrei octanice după metoda motor, completată cu următoarele instalații suplimentare :

1. Mașină sincronă trifazică (4,5 kW, $n=750$ rot/min);
2. Instalație volumetrică pentru măsurarea cantității de combustibil aspirat în motor ;
3. Instalație pentru măsurarea debitului de aer cu dublă diafragmă ;
4. Indicator mecanic pentru turații ridicate ;
5. Barometru cu mercur ;
6. Psicrometru.

Combustibilul folosit a fost motorina avînd o greutate specifică $\gamma=0{,}8708$ (la temperatura de 20,8 °C), avînd limitele de distilare 200 °C—360 °C.

1.2. Metodica experimentală

Monocilindrul a fost antrenat cu ajutorul motorului sincron printr-un sistem de transmisie cu curele trapezoidale la turația standard $n=900$ rot/min, totodată s-au menținut condițiile de funcționare : temperatura amestecului, temperatura aerului, temperatura apei de răcire, temperatura și presiunea uleiului, la valorile prevăzute în normele de determinare a cifrei octanice după metoda motor.

Compoziția amestecului corespunzătoare limitei de autoaprindere s-a determinat prin varierea nivelului rezervorului de alimentare al carburatorului pînă în momentul apariției autoaprinderii, menținîndu-se raportul de comprimare constant.

Pentru nivelul de combustibil corespunzător autoaprinderii s-a determinat consumul orar de combustibil ; concomitent s-au efectuat citirile mărimilor necesare pentru determinarea debitului de aer și a mărimilor corespunzătoare condițiilor atmosferice și de funcționare ale motorului.

Încercările efectuate la rapoarte de comprimare reduse sînt dificile de executat din cauza tendinței motorinei de a se depune pe pereții cilindrului

la temperaturi de comprimare scoborîte. Aceste încercări nu prezintă interes practic fiindcă motorina nu este utilizată de rapoarte de comprimare reduse.

Pentru a determina temperatura corespunzătoare raportului critic de comprimare este necesar să se cunoască presiunea și temperatura de la începutul comprimării. În vederea determinării acestor mărimi s-a folosit metoda ridicării diagramei indicate cu arc slab, cu ajutorul indicatorului mecanic.

Priza de presiune s-a realizat cu ajutorul unei înșurubări montate în locul indicatorului de detonație, iar deplasarea tamburului indicatorului cu ajutorul unui sistem bielă-manivelă.

Ridicarea diagramelor a fost efectuată pentru regimul de autoaprindere studiat fără aspirație de combustibil, numai cu aer curat, combustibilul din amestec influențează relativ puțin diagramele admisiei și emisiei.

1.3. Stabilirea relațiilor de calcul

1.3.1. *Determinarea temperaturii de la început de comprimare*

Determinarea temperaturii de la începutul comprimării este din punct de vedere practic greu de determinat din cauza complexității fenomenelor din timpul procesului de umplere al cilindrului motorului. Ea este influențată de efectul de răcire datorit vaporizării combustibilului din amestec și de încălzirea prin contactul cu suprafețele încălzite ale: sistemului de admisie, camerei de ardere, cilindrului și peretelui pistonului, precum și de încălzirea datorită gazelor reziduale. Răcirea produsă prin vaporizarea combustibilului și încălzirea gazelor reziduale (în cazul nostru a amestecului de aer și combustibil rămas în cilindru) se poate aprecia sau se poate calcula analitic. Efectul încălzirii încărcăturii datorită pereților determinat cu ajutorul relațiilor de transmitere a căldurii necesită calcule laborioase a căror exactitate este influențată de aprecierea coeficienților de transmitere ai căldurii.

In cele ce urmează folosind metoda dată în lucrarea [5], luînd în considerare spre deosebire de această lucrare și evacuarea ulterioară se stabilesc următoarele relații bazate pe bilanțul cantităților de încărcătură de la sfîrșitul emisiei și sfîrșitul admisiei:

$$G_{am} = \frac{p_{ai} V_{ai}}{R_{am}(T_{ai} - \Delta T_3)} \left(1 - \frac{p_{ei}}{p_{ai}} \frac{V_{ei}}{V_{ai}}\right) \qquad (1.3.1)$$

$$T_{ei} = \frac{T_{ai} - \Delta T_3}{1 - \Delta T_3 \frac{V_{ai}}{V_{ei}} \frac{1}{T_{ai}}} \qquad (1.3.2)$$

în care:

G_{am} este greutatea amestecului introdus în motor, kgf/h;

R_{am} — constanta amestecului;

V — volumul orar m^3/h ;

p — presiunea amestecului kgf/m^2 ;

T — temperatura amestecului °K ;

ΔT_3 — creşterea de temperatură datorită încărcăturii (amestecului) rămasă în cilindru.

Indicii : *ai* se referă la închiderea admisiei ; *ei* — la închiderea evacuării.

In continuare se face ipoteza unei greutăţi specifice aproximativ egale, ipoteză justificată de variaţia redusă a presiunilor timpul procesului de încărcare. Pe baza prelucrării diagramelor indicate s-au stabilit presiunile medii de admisie şi emisie :

$$p_{am}=0{,}854 \text{ ata}$$

$$p_{em}=1{,}018 \text{ ata}$$

Cu această ipoteză se stabilesc relaţiile

$$T_{ei}=\frac{T_{ai}-\Delta T_3}{1-\frac{p_{ei}-p_{ai}}{p_{ei}}\frac{V_{ai}}{V_{ai}-V_{ei}}} \tag{1.3.3}$$

$$T_{ai}=\frac{p_{ai}}{p_{ei}}T_{ei}. \tag{1.3.4}$$

1.3.2. *Calculul temperaturii de la sfîrşitul comprimării*

Se consideră că zonele de autoaprindere nu au schimb de căldură cu mediul exterior, astfel încît pentru calculul temperaturii de la sfîrşit de comprimare se va determina exponentul mediu al adiabatei de comprimare x, pentru întregul proces după metoda E. K. Mazing

$$T_c=T_{ai}\varepsilon^{x_1-1} \tag{1.3.5}$$

în care :

x_1 este exponentul mediu al adiabatei de compresiune ;

ε — raportul volumetric de comprimare redus la presiunea barometrică standard $B=760$ mm.

1.4. Prelucrarea datelor experimentale

1.4.1. *Stabilirea relaţiei dintre raportul volumetric de comprimare şi coeficientul de excedent de aer*

Pentru motorină s-au cercetat 12 regimuri de autoaprindere cuprinzînd rapoartele de comprimare : 6,10—9,75.

Rezultatele prelucrării mărimilor experimentale sînt date în tabela 1.4.1 anexată lucrării.

Valorile din tabelă au fost folosite pentru stabilirea funcţiei. Admiţînd o variaţie parabolică rezultă următoarea ecuaţie :

$$\varepsilon = 0{,}74\lambda^2 - 0{,}37\lambda + 6{,}06 \qquad (1.4.1)$$

Tabela 1.4.1.

Nr.	Condiţii atmosferice						Condiţii de funcţionare				
	B' mm Hg	t_B °C	B mm Hg	t_{us} °C	t_{um} °C	φ %	p_u kgf/cm²	t_u °C	t_{am} °C	t_a °C	n rot/min
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	757	28,5	753,4	27,0	20,5	52,5	2	70,20	149,86	98,12	909
2	757	24,2	754,0	25,0	19,6	57,5	2	69,50	149,20	97,90	898
3	758	26,4	754,8	26,5	19,8	49,0	2	70,54	150,73	98,07	901
4	761	22,0	758,3	22,3	18,1	66,0	2	69,80	149,68	97,87	903
5	761	21,5	758,3	22,0	16,0	50,0	2	69,7	150,01	97,89	903
6	757,5	24 1	754,5	23,5	18,4	59,5	2	69,7	149,97	98,09	901
7	754	21,0	751,4	21,6	16,8	58,0	2	70,25	150,25	98,00	902
8	754	21,0	751,4	21,8	16,8	58,0	2	70,00	150,25	98,00	902
9	754	22,0	751,3	22,8	16,8	52,0	2	70,00	149,75	98,00	902
10	752	15,8	750,0	17,0	15,0	80,0	2	69,00	149,00	98,00	907
11	752	15,6	750,0	16,9	15,1	81,0	2	69,50	149,15	98,00	909
12	752	16,0	750,0	16,8	15,1	82,0	2	70,50	150,25	98,00	907

Nr.	Condiţii de funcţionare			Debit de aer			Combustibil			Coef. de exc. de aer λ
	n_d mm	n'_d mm	ε	t_{aer} °C	h' mm	G_{aer} kgf/h	h_c t_{01}	τ s	G_c g/h	
1	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
1	19,635	19,437	7,05	28	37,5	11,88	25,0	615,7	646,0	1,286
2	17,000	16,820	6,28	26	38,7	12,05	12,5	484,7	979,1	0,860
3	16,045	15,889	6,10	26	39,5	12,23	9,3	429,8	1 075,6	0,796
4	21,010	20,959	7,60	23	39,5	12,24	10,0	802,6	498,0	1,720
5	22,060	22,009	8,05	22,5	40,25	12,33	18,3	928,7	431,0	2,000
6	23,085	22,920	8,45	23,5	40,20	12,27	24,5	996,4	401,0	2,140
7	24,045	23,787	8,90	22,8	40,00	12,25	3,75	1 201,9	381,1	2,250
8	25,485	25,227	9,75	22,5	39,50	12,18	11,0	1 201,9	277,7	3,070
9	25,005	24,744	9,45	24,5	39,50	12,15	8,5	120,19	317,1	2,680
10	18,520	18,220	6,70	15,5	44,00	12,40	22,0	615,7	786,0	1,103
11	17,48	17,180	6,45	15,8	43,00	12,22	17,0	484,7	830,0	1,030
12	16,525	16,225	6,15	16,0	42,00	12,08	11,85	429,8	1 007	0,938

1.4.2. *Determinarea temperaturii de la sfîrșitul de comprimare corespunzătoare autoaprinderii*

Presiunile de la sfîrșitul emisiei și al admisiei precum și presiunea medie de emisie au fost determinate cu ajutorul a cinci diagrame indicate luate cu un arc cu o constantă : $c = 10$ mm/kgf/cm^2. Diagramele au aceeași alură și nu prezintă abateri importante una față de alta, una din diagrame este dată în figura 1.

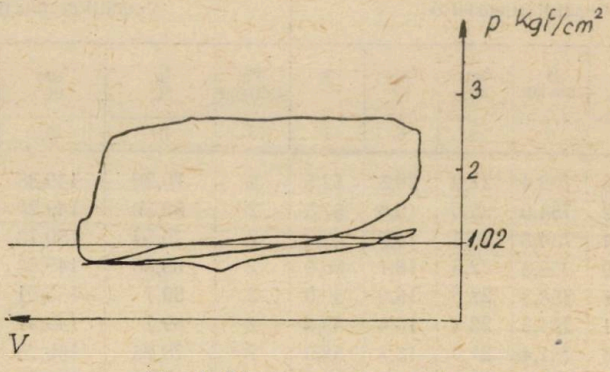


Fig. 1. Diagrame cu arc slab.

Din diagrame rezultă diferențele medii de presiune față de presiunea atmosferică :

$\Delta p_{ai} = 0{,}25$ at,

$\Delta p_{ei} = 0{,}15$ at (s-a adoptat valoarea medie pentru bucla diagramei), cu ajutorul diferențelor se calculează apoi presiunile

$$p_{ai} = p_0 - \Delta p_{ai} \tag{1.4.2}$$

$$p_{ei} = p_0 - \Delta p_{ei} \tag{1.4.3}$$

cunoscîndu-se valorile presiunilor p_{ai} și p_{ei} cu ajutorul relațiilor stabilite anterior se calculează temperaturile de la sfîrșit de comprimare.

Tabela 1.4.2.

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
λ	1,286	0,860	0,796	1,720	2,000	2,140	2,250	3,070	2,680	1,103	1,030	0,838
ε	7,05	6,28	6,10	7,60	8,05	8,45	8,90	9,75	9,45	6,70	6,45	6,15
T_{ei}	538	528	517	522	522	521	524	528	528	511	524	526
T_{ai}	357	350	343	346	346	345	347	350	350	342	347	349
T_c	662	615	593	666	682	690	707	738	730	622	621	608

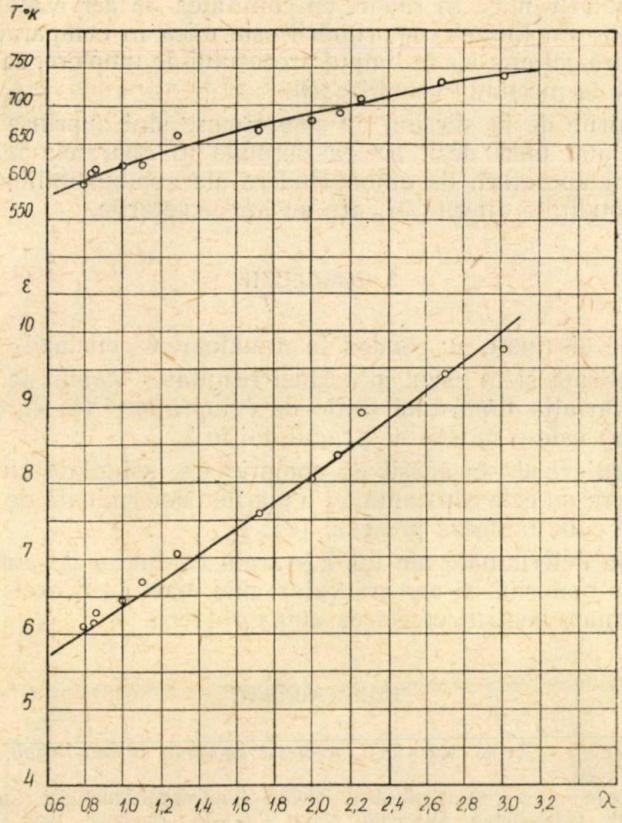


Fig. 2. Variația lui : ε_c și T_C în funcție de λ.

Rezultatele prelucrării pentru determinarea temperaturii de la sfîrșit de comprimare sînt cuprinse în tabela 1.4.1 anexată lucrării.

Cu ajutorul datelor din tabela 1.3.1 și tabela 1.4.1 s-a trasat diagrama din figura 2.

2. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Variația parabolică indică o influență aparentă mare a coeficientului de excedent de aer asupra raportului critic de comprimare. Viteza de reacție însă nu variază în măsura indicată de variația coeficientului de excedent de aer. Acest lucru constatat și la alte amestecuri de combustibil și aer este determinat de variația căldurilor specifice ale amestecurilor cu excedentul de aer.

Temperaturile de la începutul fazei de comprimare variază relativ puțin în funcție de coeficientul de excedent de aer. Cantitatea de combustibil din

amestec este relativ mică în raport cu cantitatea de aer. Căldura degajată prin prereacțiile din timpul comprimării este mică în comparație cu schimburile de căldură care au loc în timpul procesului de umplere, ea influențează temperatura de la inceputul comprimării.

Temperaturile de la sfîrșitul de comprimare sînt cuprinse între 593°—738 °K valori mai mari decît acelea obținute în aparatele folosite pentru determinarea temperaturii de autoaprindere ale combustibililor, ceea ce se explică prin condițiile diferite în care au loc cercetările.

3. CONCLUZII

Cercetările efectuate au condus la următoarele concluzii :

1. Se confirmă și în cazul motorinei rezultatul stabilit la benzina etalon D II, că variația raportului critic de comprimare (la care se produce autoaprinderea) este o funcție de gradul doi în λ.

2. Temperatura de la sfîrșit de comprimare, asimilată cu temperatura de autoaprindere nu este constantă, ci o mărime determinată de factorii fizici și chimici care condiționează procesul [2].

3. Valorile determinate ale lui T_C arată că limita de autoaprindere a amestecului de motorină și aer are valori mai mari decît acelea obținute în aparatele destinate pentru cercetarea autoaprinderii.

BIBLIOGRAFIE

1. N. V. Inozemțev, V. K. Koșkin, *Profess sgorania v dvigateliah*, Maşghiz, 1949, p. 7—10.
2. Acad. N. N. Semionov, O nekotorih problemah himiceskoi kinetiki i reacționnoi sposobnosti. Izdatelîstvo Akademii Nauk S.S.S.R., Moskva, 1958, p. 421—426 și 449—450.
3. M. Bănărescu, *Motoare cu ardere internă*. Vol. I. Editura Tehnică, 1957. p. 321.
4. Gundermann, Vernebelungsverfahren zur Verbesserung des Diesel-Arbeitsvorganges. M.T.Z., aug. 1959.
5. Osamu Hirao, Gemisch-Erwärmung bei Ottomotoren. M.T.Z., martie 1961.

К ИЗУЧЕНИЮ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ ОДНОРОДНЫХ СМЕСЕЙ ВОЗДУХА И ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

(РЕЗЮМЕ)

Изучение самовоспламенения однородных смесей воздуха и дизельного топлива имеет большое значение с теоретической и практической точки зрения.

Исследования производятся при помощи советской установки ТУАМ 9-2, используемой для определения октанового числа по методу двигателя, приспособленной для испытания самовоспламенения.

Предел самовоспламенения определяется изменением дозировки топлива.

Для определения температуры и давления от начала сжатия, был использован механический указатель с большим числом оборотов. На основании произведенных исследований сделаны следующие выводы:

1. Функция $\varepsilon = f(\lambda)$ является как для дизельного топлива, так и для бензина эталон D II уравнением второй степени.

2. Температура в конце сжатия, ассимилированная с температурой самовоспламенения не постоянна, она определяется физическими и химическими факторами, появляющимися во время сжатия [2].

Значения определенные для T_c больше значений температур самовоспламенения определенных специальными аппаратами, используемыми для определения предела самовоспламенения.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DE L'AUTO-ALLUMAGE DES MÉLANGES HOMOGÈNES DE L'AIR ET GASOIL

(RÉSUMÉ)

L'étude de l'auto-allumage des mélanges homogènes de l'air et gasoil est important du point de vue théorique et pratique.

Pour les recherches on utilise l'installation soviétiques ŢIAM 9-2 employée pour determiner le nombre octanique, d'après la methode moteur, adaptée pour les éssais d'auto-allumage.

La limite d'auto-allumage est déterminée par la variation du dosage du combustible.

Pour déterminer la pression et la temperature du commencement de la compression on a employé un indicateur mecanique à grandes vitesses.

Basés sur les recherches éffectuées on a tiré les conclusions suivantes:

1. La fonction $\varepsilon = f(\lambda)$ est aussi pour gasoil que pour la benzine étalon D II une équation du II-ème dégré.

2. La temperature de la fin de compression, assimilée avec la temperature d'autoallumage n'est pas constante, elle este déterminée par les facteurs physiques et chimiques qui ont lieu pendant la compression [2].

3. Les valeurs déterminées pour T_c sont plus grandes que celles des temperatures d'auto-allumage déterminées dans les appareils spéciaux utilisés pour déterminer la limite d'auto-allumage.

INFLUENȚA CONCENTRAȚIEI SUBSTANȚEI INERTE INTR-UN AMESTEC BINAR, ASUPRA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ȘI SUBSTANȚĂ

DE

BOBOESCU N.

(Primită la redacție la data de 23. III. 1964).

Procesele concomitente de schimb de căldură și substanță care se întîlnesc în multe instalații termoenergetice, se caracterizează printr-o gamă largă de viteze și temperaturi ale purtătorilor de căldură în contact, care conduc la complicații și nesiguranță în alegerea sistemului de ecuații ce descriu diferitele lui aspecte. Lucrările teoretice și experimentale efectuate pînă în prezent, au permis cunoașterea generală a mecanismului proceselor de trecerea căldurii și substanței, în cazul evaporării și condensării lichidului, într-un flux de gaz aflat în mișcare. Mai puține lucrări s-au efectuat privitor la utilizarea rațională a metodei de răcire prin evaporare, în scopul protecției termice a diferitelor instalații tehnice.

In general în această problemă mai rămîn multe lucruri neclare, care să se refere la aprecierea cantitativă a proceselor. Se simte nevoia sistematizării explicațiilor, care se dau acelorași fenomene. Se întîlnesc diferite puncte de vedere în ceea ce privește alegerea sistemului de criterii necesar descrierii proceselor, deoarece confirmarea sistemelor propuse, pe baza datelor experimentale, sînt evident insuficiente. Nu există un procedeu unic de prezentare și prelucrare a rezultatelor cercetărilor experimentale și de aceea, adeseori, apar contradicții pentru o serie de probleme esențiale, privind efectuarea calculelor practice.

In procesul de evaporare a unui lichid, a cărui suprafață este spălată de un amestec gazos (vapori și aer) o influență importantă o are substanța inertă din amestec.

In acest caz, pe lîngă influența condițiilor hidrodinamice și termice, este necesar să avem în vedere și conținutul amestecului, respectiv concentrația substanței inerte în amestec.

Pentru a stabili influența acesteia, asupra mărimii coeficienților de schimb de căldură și substanță, amintim că suprafața de separare a mediilor se comportă ca o membrană semipermeabilă, adică permeabilă pentru vaporii lichidului și nepermeabilă pentru gaz. Componenta inertă, așa după cum au arătat experiențele, exercită din exterior, influență asupra formării stratului limită termic și hidrodinamic, precum și asupra stabilității acestora.

Aceste efecte desigur, alături de altele, determină condițiile de trecerea căldurii și substanței.

Se cunoaște de mult că viteza de evaporare a unui lichid într-un amestec de vapori și gaz, se determină cu ajutorul formulei lui Stefan. Această formulă este stabilită pentru evaporarea unui lichid, deasupra suprafeței căreia, se află un strat imobil de amestec vapori-gaz. Conform acestei relații, intensitatea fluxului de substanță (neglijînd termodifuziunea) este proporțională cu raportul dintre presiunea totală a amestecului p și presiunea parțială a gazului inert (aer) p_g, sau invers proporțional cu conținutul volumetric al gazului în amestec $\varepsilon_g = \frac{p_g}{p}$ ... [L1].

In practică de obicei avem de lucru cu condiții mult mai complexe de evaporare, însă și pentru acestea este valabilă dependența vitezei de evaporare a substanței, de concentrația gazului în amestec.

Problema influenței concentrației gazului în amestec asupra transportului de substanță la evaporare, face parte din ansamblul de condiții generale în care are loc trecerea căldurii și substanței. Această influență se exercită asupra condițiilor hidrodinamice și termice legate de posibilitatea de extindere a substanței în volumul amestecului și asupra condițiilor limită. Din această cauză nu este posibil ca influența concentrației gazului inert să poată fi luată în considerare, în orice condiții, prin introducerea în ecuațiile criteriale pentru schimbul de căldură și substanță, a unui singur argument suplimentar. Este necesar, în special, la variații importante ale conținutului volumetric al gazului inert în amestec, ca această influență să se exprime prin 3 criterii suplimentare, corespunzătoare celor 3 efecte amintite. Evident în fiecare caz în parte, după particularitățile pe care le prezintă procesul, ecuația de dependențe se poate simplifica.

Pornind de la ecuațiile criteriale generale pentru schimbul de căldură și substanță, în cazul mișcării forțate a amestecului de vapori-gaz la suprafața lichidului (2) avem:

$$Nu = \varphi(Re, Pr, Pw, P_T) \quad (1)$$

$$Nu_D = \varphi(Re, Pr_D, Pw, P_D). \quad (2)$$

Expresiile acestor mărimi adimensionale sînt:

$$Re = \frac{W \cdot l}{\nu}; \quad Pr = \frac{\nu}{a}; \quad Pw = \frac{g_v \cdot l}{\nu \cdot \gamma}$$

$$P_T = \frac{g_v \cdot C_{pv} \cdot l}{\lambda}; \quad Pr_D = \frac{\nu}{D_p}; \quad P_D = \frac{g_v \cdot l}{D_p \cdot p}$$

în care:

W este viteza particolelor fluidului considerat, în m/s;
l — dimensiunea caracteristică, în m;
ν — vîscozitatea cinematică a amestecului vapori-gaz-m^2/s;
a — difuzibilitatea termică a fluidului, în m^2/s;
g_v — densitatea gravimetrică a fluxului transversal de substanță ($g_v = \gamma_v \cdot W_v$), în $kgf/m^2 \cdot s$;

γ — greutatea specifică a amestecului vapori-gaz, în kgf/m^3 ;
C_{pv} — căldura specifică a vaporilor, în kcal/kgf · grd ;
λ — coeficient de conductivitate termică în kcal/m · h · grd ;
D_p — difuziunea moleculară a vaporilor în gaz, m^2/h ;
p — presiunea totală a amestecului, kgf/cm^2.

In relațiile (1) și (2) s-au introdus în afară de criteriile clasice Re și Pr și criteriile suplimentare Pw, P_T și P_D care vor ține seama de influența fluxului de substanță transversal inclusiv de componenta inertă, asupra cîmpului de viteze, temperaturi și concentrații. Pentru a pune în evidență factorul de concentrație a substanței inerte în amestec, vom scrie ecuațiile de dependențe, cu parametrii suplimentari transformați (2). Dacă ținem cont că :

$$Pw=\frac{Nu_D}{Pr_D}Pd\cdot Pm;\quad Pr=Pw\cdot Pr\frac{C_{pv}}{C_p};\quad P_D=Pw\cdot Pr_D\frac{R_v}{R}$$

atunci ecuațiile (1) și (2) se pot scrie :

$$Nu=\varnothing\left(Re,\ Pr,\ Pd,\ Pm,\ \frac{C_{pv}}{C_p}\right) \tag{3}$$

$$Nu_D=\varnothing\left(Re,\ Pr_D,\ Pd,\ Pm,\ \frac{R_v}{R}\right). \tag{4}$$

Mărimile introduse în ecuațiile (3) și (4) au semnificația :

$$Pd=\frac{\Delta p_v}{p};\quad \frac{C_{pv}}{C_p}=f\left(\frac{C_{pv}}{C_{pg}},\ \varepsilon_g\right)$$

$$Pm=\frac{M}{M_v};\quad \frac{R_v}{R}=f\left(\frac{R_v}{R_g},\ \varepsilon_g\right)=\frac{M}{M_v}$$

unde :

Δpv este diferența între presiunile parțiale ale vaporilor la suprafața lichidului și în masa de bază a amestecului vapori-gaz, în kgf/cm^2 ;
C_p, C_{pv}, C_{pg} — căldurile specifice ale amestecului, vaporilor și gazului inert, în kcal/kgf · grd ;
R, R_v, R_g — constanta specifică a amestecului, vaporilor și gazului inert, în kgm/kgf · grd ;
M, M_v, M_g — greutatea moleculară a amestecului, vaporilor și gazului inert.

Cu acestea, ecuațiile (3) și (4) se pot scrie în felul următor :

$$Nu=\varnothing\left(Re,\ Pr,\ Pd,\ \frac{C_{pv}}{C_p},\ \frac{R_v}{R_g}\right) \tag{5}$$

$$Nu_D=\varnothing\left(Re,\ Pr_D,\ Pd,\ \varepsilon_g,\ \frac{R_v}{R_g}\right) \tag{6}$$

Se observă că în această formă intră ca factor suplimentar independent, conținutul volumetric al gazului inert în amestec ε_g.

INFLUENȚA LUI ε_g ASUPRA SCHIMBULUI DE SUBSTANȚĂ

Referindu-ne la influența lui ε_g asupra schimbului de substanță, trebuie să arătăm că în experiențele noastre nu s-a reușit să se separe de influența lui Pd, deoarece aceste mărimi variază concomitent și practic identic. S-au putut pune în evidență la condensarea vaporilor pe țevile și pereții condensatorului [L4]. De aceea pornind de la ecuația generală, admisă sub formă exponențială, în cazul perechii de substanțe apă-aer deci $R_v/R_g = \text{const.}$, avem:

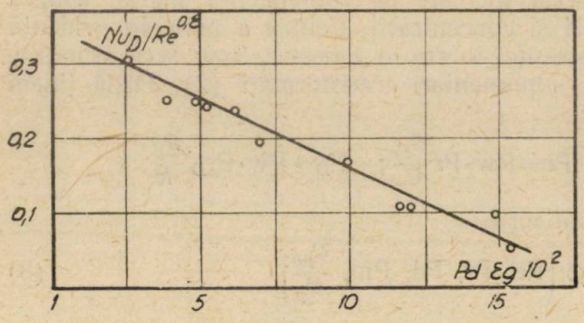


Fig. 1. Dependența $Nu_D/Re^{0,8} = f(Pd, \varepsilon_g)$.

$$Nu_D = CRe^m Pr_D^n P_d^x \varepsilon_g^y \quad (7)$$

unde: C, m, n, x, y sînt mărimi care se determină pe cale experimentală.

Întrucît experiențele noastre s-au efectuat la valori ale lui $Pr_D \cong 0{,}72$ în fig. 1, s-a prezentat dependența $Nu_D/Re^{0,8} = f(Pd, \varepsilon_g)$.

Curgerea apei a fost peliculară în tuburi de secțiune dreptunghiulară. Temperatura apei a fost cuprinsă între 17 și 60 °C iar a amestecului de vapori și aer între 16 și 35 °C și o umiditate relativă de 40 ÷ 100%.

După cum se vede, în domeniul $Re = 100 \div 2\,000$, cu o densitate a fluxului de substanță transversală mică, sub 2 kgf/m² · h și presiunea atmosferică, valoarea criteriului Nu_D scade.

Pentru comparație în fig. 2 se arată și unele rezultate ale experiențelor lui Semein, privind condensația vaporilor în aer umed și ale lui Keyns și Roper la evaporare. Experiențele s-au efectuat la presiunea atmosferică, la

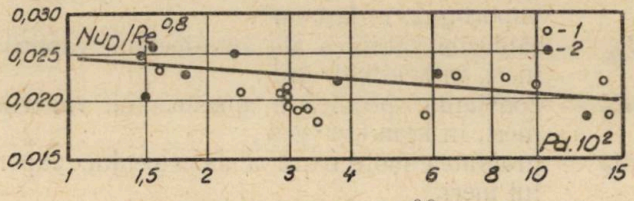


Fig. 2. Dependența $Nu_D/Re^{0,8} = f(Pd)$:
1 — experiențele lui Keyns și Roper; *2* — experiențele lui Semein.

o concentrație ridicată a aerului în amestec, $\varepsilon_g = 0{,}85 \div 0{,}99$ și la mișcare turbulentă forțată a amestecului de vapori-gaz, în interiorul unor canale. Densitatea fluxului transversal de substanță a variat de la 0,3 pînă la 4 kgf/m² · h.

Reducerea puțin sensibilă a valorilor lui Nu_D în funcțiune de Pd, se datorește neglijării conținutului volumetric al gazului în amestec a cărui

influență devine nulă numai cînd $\varepsilon_g = 1$. Pentru domeniile indicate, se poate în mod obișnuit pentru calculele practice, să se omită criteriile suplimentare, ecuația avînd forma simplă : $Nu_D = \varphi(Re, Pr_D)$ cînd se poate considera că există o analogie apropiată între schimbul de căldură și cel de substanță.

Desigur că lucrurile se schimbă radical dacă conținutul volumetric al componentei inerte în amestec este redus și dacă intensitatea fluxului transversal de substanță va fi mai mare.

Dacă apelăm la experiențele autorilor Keyns și Roper la $\varepsilon_g = 0{,}16 \div 0{,}82$ și $g_v = 5{,}2 \div 11{,}8\ kgf/m^2 \cdot h$, atunci valorile criteriului termic și de difuzie se vor prezenta ca în fig. 3.

Experiențele au fost efectuate la evaporarea adiabatică a apei, adică cînd temperatura amestecului gazos este mai mare ca a lichidului. Scurgerea apei s-a făcut sub formă peliculară în interiorul unui tub cu diametrul de

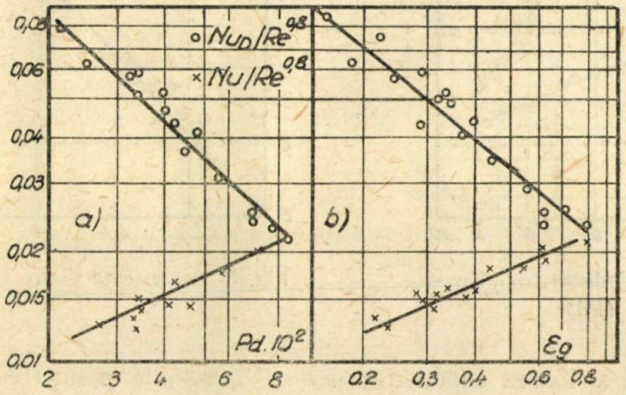


Fig. 3. Dependența Nu_D și Nu funcțiune de Pd și ε_g (experiențele lui Keyns și Roper).

22 mm și lungimea de 945 mm. Temperatura apei a fost de 67÷94 °C iar a amestecului de vapori-aer de 230 ÷ 320 °C. In acest caz valorile limită ale lui $Nu_D/Re^{0,8}$ se deosebesc între ele mai mult de 4 ori, atît în funcțiune de Pd cît și de ε_g.

Dacă reprezentăm raportul criteriului de difuzie către criteriul termic în funcțiune de Pd, la diferite concentrații în amestec ale gazului inert (fig. 4) observăm că pentru experiențele din fig. 2, acest raport este apropiat de unitate, cca. 1,07 ; pentru experiențele noastre, fig. 1, variază de la 1,18 la 1,50 ; iar pentru experiențele din fig. 3, raportul Nu_D/Nu la valorile limită se deosebesc de mai mult de 5 ori. Se înțelege că în acest caz nu se mai pot neglija criteriile suplimentare, deoarece nu mai poate fi vorba de analogia între schimbul de căldură și substanță.

Dacă presupunem cu o oarecare aproximație că între Pd și ε_g există o dependență liniară (fig. 5) ceea ce se confirmă pentru anumite condiții de lucru cum sînt și acelea din fig. 3, atunci relația (7) se poate simplifica astfel :

$$Nu_D = C_1 Re^m Pr_D^n \varepsilon_g^{x+y} \tag{8}$$

unde : $Pd = a \cdot \varepsilon_g$; $C_1 = c \cdot a^x$ și a este coeficientul de proporționalitate.

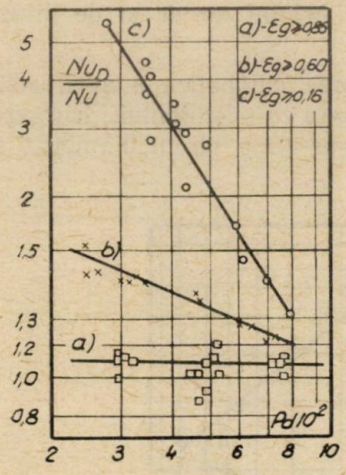


Fig. 4. Dependența $Nu_D/Nu = f$ (Pd).

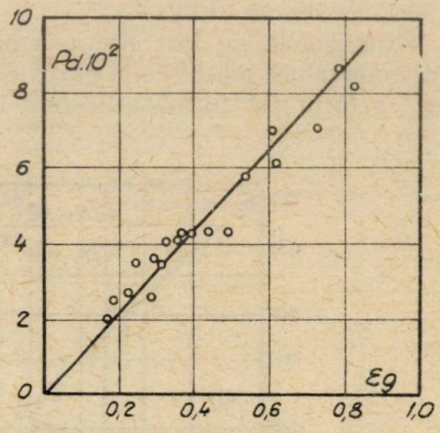


Fig. 5. Dependența dintre Pd și ε_g.

Admițînd valoarea exponentului $n = 0{,}4$, rezultă pentru ecuația (8) în limita domeniului $\varepsilon_g = 0{,}15 \div 0{,}80$ ale acelorași experiențe, relația :

$$Nu_D = 0{,}023\, Re^{0{,}8}\, Pr_D^{0{,}4}\, \varepsilon_g^{-0{,}82}. \tag{9}$$

Deși ponderea lui ε_g în produsul $(Pd \cdot \varepsilon_g)$ s-a luat cu aproximație, se constată totuși că atît la evaporare cît și la condensare, creșterea cantității de gaz inert în amestecul de vapori-gaz, duce la scăderea considerabilă a coeficientului de transport de substanță (fig. 3, *b*).

La aceeași concluzie se ajunge și în cazul rezolvării problemei prin metode analitice. Astfel în cazul evaporării de pe suprafețe plane spălate longitudinal, la curgere în strat limită laminar, Ekkert și Liblein [3] recomandă ca la rezolvarea dependenței lui Nu_D, în afară de Re să se mai utilizeze mărimile adimensionale A și B, care au semnificația :

$$A = \frac{D_p}{\nu} \cdot \frac{M_v}{M} = \frac{1}{Pr_D \cdot P_m}\,; \quad B = \frac{\Delta p_v}{p_g} = \frac{Pd}{\varepsilon_g} \tag{10}$$

în care $\varepsilon_g' = \varepsilon_g - Pd$ este conținutul volumetric al gazului în amestec la supra-

fața lichidului, corespunzător presiunii parțiale a gazului la suprafață p_g care va fi : $p'_g = p_g - \Delta p_v$.

In fig. 6 s-a prezentat curbele coeficientului de schimb de substanță pentru suprafețe plane, care absorb vapori de apă în curentul laminar de aer. Pentru temperatura aerului de 20 °C și presiunea de 1 at, mărimea adimensională A este egală cu 1,04. Curbele reprezintă ecuația $Nu_D/Re^{0,5} = f(Kp)$ în care Kp este determinat experimental și are valoarea :

$$Kp = 3 - \frac{4 - 2\sqrt{4-6B}}{B}.$$

Drept parametru s-a utilizat criteriul Pd, care exprimă viteza convectivă a fluxului. Valoare fizică reală o are numai acel domeniu care se află deasupra curbei punctate. In cazul diferențelor mici între presiunile parțiale

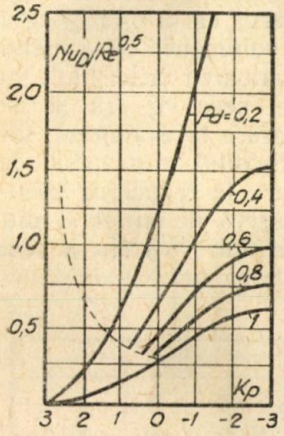


Fig. 6. Dependența $Nu_D/Re^{0,5} = f(Kp)$.

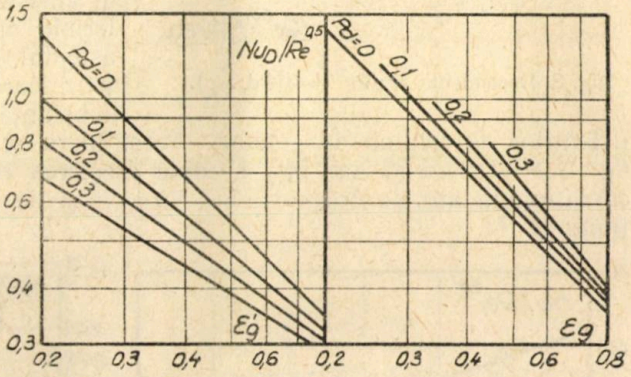


Fig. 7. Influența lui ε'_g și ε_g asupra lui Nu_D pentru diferite valori ale lui Pd.

ale componentelor amestecului, valorile coeficientului de schimb de masă se găsesc pe dreapta $Kp = 0$. Valoarea pozitivă a lui Kp se referă la evaporarea de pe o suprafață plană, iar cea negativă la absorbția vaporilor.

Utilizînd acest grafic, Berman a construit curbele care reprezintă valorile $Nu_D/Re^{0,5}$ în funcțiune de ε'_g și ε_g pentru diferite Pd [4]. Din fig. 7 se vede același lucru ca și din fig. 3, că odată cu creșterea conținutului volumetric al componentei inerte, coeficientul schimbului de masă scade, însă crește cu reducerea diferențelor presiunilor parțiale ale componentelor în amestec.

Aceste grafice deși sînt în concordanță cu unele rezultate obținute, se necesită o confirmare a lor pe cale experimentală.

INFLUENȚA LUI ε_g ASUPRA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ

Influența conținutului volumetric al gazului inert în amestec, asupra schimbului de căldură, se manifestă prin intermediul fluxului transversal de substanță și anume modificînd coeficienții de schimb de căldură prin convecție.

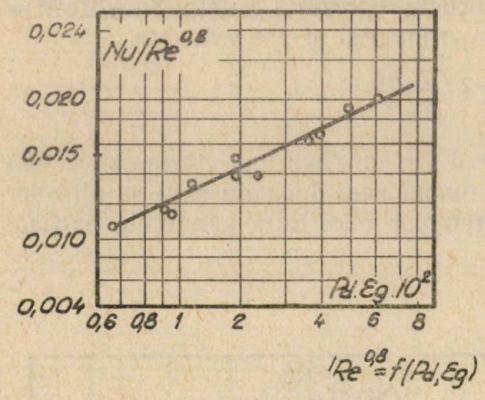


Fig. 8. Dependența $Nu/Re^{0,8}=f(Pd, \varepsilon_g)$.

În fig. 8 se prezintă dependența coeficientului $Nu/Re^{0,8}=f(Pd \cdot \varepsilon_g)$ ca rezultat al experiențelor noastre, pentru aceleași condiții descrise mai înainte. Valoarea lui Pr s-a considerat constantă și egală cu 0,76 iar Rv/Rg și Cpv/Cpg pentru perechea de substanțe apă-aer, de asemenea constante. Din grafic se observă că la o creștere a conținutului volumetric al gazului în amestec, valoarea criteriului Nu termic crește, ceea ce era și de așteptat, deoarece la evaporare, intensificarea fluxului transversal de substanță, duce la reducerea coeficienților de schimb de căldură. Acest lucru se observă de altfel și din fig. 3, *b* precum și din fig. 4, unde creșterea raportului Nu_D/Nu a fost condiționată atît de creșterea lui Nu_D cît și de scăderea lui Nu, în funcțiune de Pd.

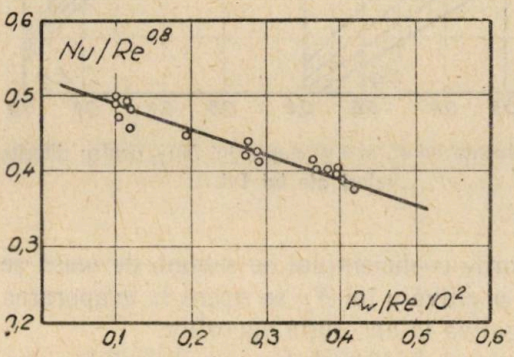


Fig. 9. Influența factorului suplimentar Pw, asupra lui Nu termic.

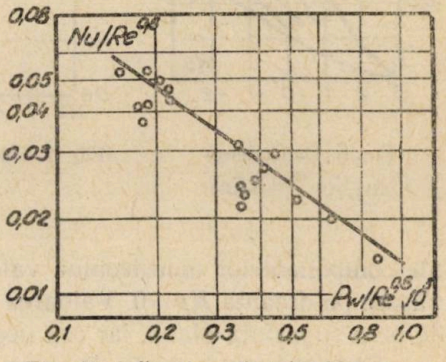


Fig. 10. Influența criteriului Pw asupra lui Nu termic.

Pentru a vedea cum influențează factorul suplimentar Pw asupra coeficientului de schimb termic Nu, s-a trasat dependența $Nu/Re^{0,8}=f(Pw/Re)$ pentru anumite condiții cînd s-au putut considera aproximativ constanți, criteriul Pr și cel suplimentar P_T.

Din grafic se observă scăderea coeficientului de trecere a căldurii odată cu creșterea fluxului transversal de substanță, caracterizat prin criteriul Pw.

Dacă ne referim la experiențele efectuate de Isacenko [5], care au avut loc în condiții apropiate de cele adiabatice și la presiunea aerului practic invariabilă ($p = 1{,}05 \div 1{,}07$ ata), constatăm o influență asemănătoare a lui Pw asupra lui Nu termic. În fig. 10 se dă dependența $Nu/Re^{0,8} = f(Pw/Re^{0,8})$, pentru curgerea turbulentă ($Re > 10^4$), aerul a avut temperatura cuprinsă între 12 și 140 °C. Plasarea punctelor pe dreaptă prezintă o relativă împrăștiere pe care noi o considerăm că se datorește conținutului volumetric al gazului în amestec variabil, care în prelucrarea datelor s-a neglijat.

CONCLUZII

1. Cercetarea influenței conținutului volumetric al gazului inert asupra schimbului de substanță au dus la concluzia, că odată cu creșterea lui ε_g coeficienții de schimb de masă scad, atît la evaporare cît și la condensarea vaporilor dintr-un amestec de vapori-aer.

2. Influența conținutului volumetric al gazului inert în amestec asupra schimbului de căldură, se manifestă prin intermediul acțiunii fluxului de substanță transversal, care după cum s-a văzut, odată cu intensificarea lui, provoacă scăderea coeficienților de schimb termic.

3. Dacă conținutul volumetric al gazului inert în amestec poate fi neglijat în cazul concentrațiilor ridicate ($\varepsilon_g > 0{,}70$) condiții care pot avea loc în cazul evaporării, acest criteriu suplimentar nu poate fi neglijat în cazul condensării. Influența lui εg și Pd este esențială în cazul condensării, pe lîngă Re și Pr_D. Odată cu scăderea lui ε_g și Pd coeficientul de transfer de masă se mărește brusc, iar cînd ε_g tinde spre zero, adică la condensarea totală a vaporilor, acesta tinde spre infinit.

4. Rezultatele obținute nu pot fi generalizate și pentru alte domenii de curgere, deoarece există posibilitatea ca în cazul regimurilor tranzitorii, o schimbare considerabilă a lui ε_g să ducă la modificarea regimului de lucru care se poate stabili numai pe cale experimentală.

BIBLIOGRAFIE

1. N. Boboescu, Academia R.P.R., Baza de Cercetări Științifice Timișoara — Studii și Cercetări, Științe Tehnice 1, Tom X, 1963.
2. L. D. Berman, J.T.F., Tom XXVIII, nr. 11, 1958 și Tom XXIX, nr. 1, 1959.
3. E. R. Ekkert, R. M. Dreik, Teoria teplo i massoobmena. G.E.I. Moscova-Leningrad, 1961.
4. L. D. Berman, Teploenergetica nr. 8, 1958.
5. V. P. Isacenko, V. V. Vzorov, V. A. Vertogradskii, Teploenergetica nr. 1, 1961.

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ИНЕРТНЫХ ВЕЩЕСТВ В ДВОЙНЫХ СМЕСЯХ НА ОБМЕН ТЕПЛА И ВЕЩЕСТВА

(РЕЗЮМЕ)

В первой части работы даются общие критериальные уравнения которые выражают обмен вещества и тепла между двумя жидкостями находящимся в относительном движении.

Разрабатываются затем экспериментальные данные автора и других исследователей, с целью выявления влияния объемного содержания инертного газа в растворе на обмен тепла и вещества.

DER EINFLUSS DER KONZENTRATION DER INERTEN SUBSTANZ EINES ZWEISTOFFGEMISCHES, AUF DEN WARME- UND STOFFANSTANDES

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im ersten Teil der vorliegenden Arbeit werden die allgemeinen Ähnlichkeitsbeziehungen des Warme- und Stoffaustausches zwischen zwei, in relativer Bewegung befindlichen Flüssigkeiten oder Gasen dargestellt.

Es folgt die Auswertung der Versuchsergebnisse des Verfassers und anderer Forscher, um den Einfluss des Gehaltes an inertem Gas im Gemisch auf den Warme- und Stoffaustausch hervorzuheben.

O METODĂ MAGNETICĂ PENTRU EVALUAREA EFORTULUI IN SIRMELE UNUI CABLU DE OȚEL *

DE

L. BOLEANȚU, AL. CORNUT

Incercarea cablurilor din oțel se poate face, așa cum se recomandă în standarde, fie fir cu fir, cînd însumarea forțelor de rupere pe toate firele componente ale cablului dau sarcina de rupere, fie cablul întreg determinîndu-se forța de tracțiune corespunzătoare ruperii cablului, denumită sarcină de rupere efectivă sau reală.

Se știe că sarcina efectivă de rupere trebuie să fie cel puțin egală cu 88% din sarcina teoretică de rupere prescrisă pentru cablul respectiv. O cauză principală a diferenței dintre sarcina teoretică sau determinată de rupere și sarcina efectivă de rupere este distribuția neuniformă a tensiunilor pe toate sîrmele componente. Această distribuție neuniformă a eforturilor provine din însăși procesul de fabricație al cablului și influențează nefavorabil durabilitatea cablului. Determinarea eforturilor în sîrmele unui cablu este deci o problemă de importanță majoră în fabricarea cablurilor cu performanțe de rezistență ridicate, pentru îmbunătățirea tehnologiei de fabricație.

Pînă în prezent se cunoaște o lucrare [3] care se ocupă cu determinarea distribuției eforturilor între diferitele straturi ale sîrmelor din cabluri.

Lucrarea amintită cuprinde determinări de eforturi specifice medii pe strat, calculate din relația :

$$\sigma_1 = \frac{P_1}{A_1}; \quad \sigma_2 = \frac{P_2}{A_2} \text{ etc.}$$

unde : A_1, A_2 sînt secțiunea metalică totală pe stratul *1*, respectiv *2* ;

P_1, P_2 — forțele de întindere pe primul strat, respectiv stratul al doilea, determinate din variația forței de tracțiune a epruvetei de cablu, pentru a-i păstra lungimea constantă.

Sensibilitatea limitată a mașinilor uzuale de tracțiune la tăierea unui singur fir, face ca acest procedeu să fie utilizabil numai la modificări mai substanțiale ale eforturilor, materializate prin tăierea unui strat de sîrme din cablu.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Analizînd îmbunătățirea metodei expuse în [3] s-a studiat posibilitatea adaptării metodei magnetice pentru urmărirea repartiției eforturilor de întindere pe sîrmele componente ale cablului. Metoda magnetică s-a dovedit a fi suficient de selectivă în anumite condiții analizate mai jos, pentru a determina efortul preluat de o sîrmă.

1. MONTAJUL EXPERIMENTAL

1.1. Metoda magnetică de cercetare a cablurilor se bazează pe faptul că modificările de efort din materialele feromagnetice dau naștere la modificarea permeabilității materialului [2]. Modificarea permeabilității poate fi pusă în evidență, de exemplu prin măsurarea modificărilor de tensiune ce apar la secundarul unui montaj transformatoric atunci cînd miezul sau o parte a miezului magnetic este format din materialul de cercetat, iar curentul din înfășurarea primară este menținut constant.

Pentru măsurarea mărimii magnetice s-a utilizat un aparat Feroscop F 563 Krizik adaptat cerințelor experimentării, avînd schema principială din fig. 1.

1.2. Pentru a se mări sensibilitatea dispozitivului, pe lîngă compensarea executată cu un cablu identic, dar nesolicitat, s-au îmbrăcat bobinele în mantale de fier pentru uniformizarea circuitului magnetic, cît și pentru ecranare.

1.3. Aplicarea sarcinii s-a făcut cu ajutorul dispozitivului schițat în fig. 2, care a permis lungimi mari de prindere a epruvetei de cablu. Posibilitatea aplicării directe a sarcinii a micșorat erorile ce pot apare la o mașină obișnuită, datorită modificării forței de tracțiune prin alungirea cablului.

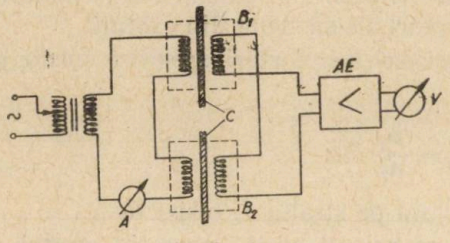


Fig. 1. Schema principală a feroscopului, adaptat la montajul experimental:
C — cabluri (activ și compensator); B_1, B_2 — bobine de măsură; *A* — ampermetru; *V* — voltmetru electronic; *AE* — amplificator electronic.

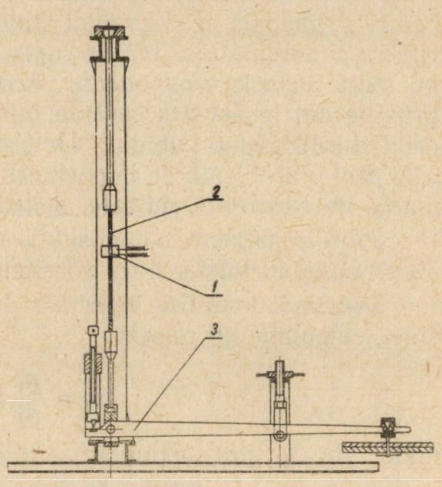


Fig. 2. Schița mașinii de încercat:
1 — bobină de măsură; *2* — cablu; *3* — dispozitiv de încărcare.

1.4. Măsurarea forței s-a făcut electrotensometric cu ajutorul unor captori etalonați în prealabil.

În paralel s-au executat măsurători de deformații ale cablului în funcție de solicitare.

2. CERCETĂRI EXPERIMENTALE

Adaptarea metodei magnetice la rezolvarea problemei repartiţiei tensiunilor în sîrmele unui cablu a necesitat o serie de cercetări experimentale.

2.1. Pentru a se stabili domeniul optim de lucru s-au executat măsurători magnetice relative, utilizîndu-se diferiţi curenţi de magnetizare, la o solicitare a cablului cercetat de la 0 la 800 kgf. Concomitent cu măsurarea forţei s-a citit indicaţia aparatului de măsură de pe panoul feroscopului, care a indicat modificarea mărimii magnetice. Se vor indica aceste modificări în diviziuni corespunzătoare gradului de sensibilitate „7" al aparatului.

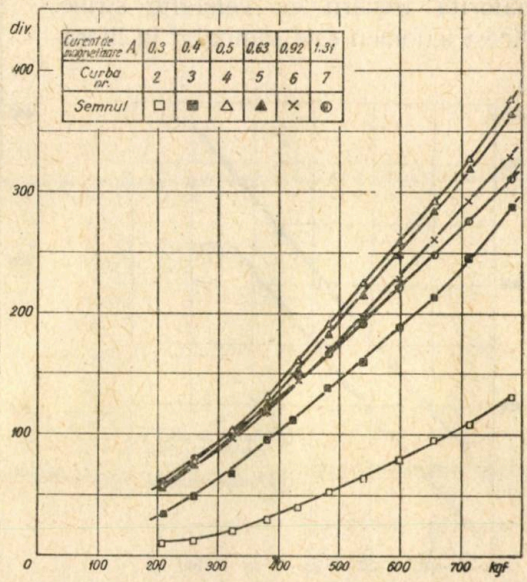


Fig. 3. Dependenţa caracteristicilor magnetice de starea de tensiune la diferiţi curenţi de magnetizare.

Dintre curbele trasate cea mai corespunzătoare a fost găsită curba *4*, fig. 3, la un curent de magnetizare de 0,5 A avînd cea mai mare sensibilitate la variaţia forţei aplicate.

De asemenea se poate observa şi faptul că la curbele 3, *4*, *5*, *6* porţiunea corespunzătoare forţelor cuprinse între 450 şi 750 kg este practic dreaptă, ceea ce o face cea mai indicată pentru studierea fenomenului de interdependenţă a mărimilor magnetice cu variaţia forţei.

2.2. De o deosebită importanţă este poziţia cablului în bobină. Este de dorit ca poziţia la măsurătoare să fie întotdeauna identică. Pentru a se studia influenţa modificării poziţiei cablului s-a executat o măsurare comparativă pentru o poziţie excentrică a cablului faţă de bobină. Compararea rezultatelor se vede în fig. 4 unde sînt reprezentate dreptele obţinute pentru poziţia normală şi cea excentrică. Se poate constata că cele două drepte sînt paralele, această observaţie ducînd la concluzia că modificarea întrefierului duce doar la deplasarea dreptei caracteristice, nu şi la modificarea înclinării ei. Modificarea pantei este deci provocată în mod exclusiv de variaţia repartiţiei de eforturi în cablu. Această constatare experimentală este fundamentală pentru aplicarea metodei magnetice în problema urmărită.

2.3. Metoda de lucru utilizată în vederea determinării repartiţiei de eforturi în cablu a fost distructivă.

Cablul utilizat în cercetările ce se prezintă în această lucrare a fost de tip cablu mat 6—6×7 S/Z STAS 1352-60. Determinarea efortului pe sîrmă s-a făcut prin secţionarea succesivă a sîrmelor aceluiaşi toron, pînă la secţio-

narea întregului toron. La fiecare sîrmă tăiată, efortul specific în sîrme s-a majorat, sarcina fiind constantă.

Rezultatele au fost trecute în diagrama din fig. 5. Comparîndu-se pantele curbelor în domeniul sarcinii de 550—700 kgf se poate constata că diferența dintre acestea este mică. Această observație poate duce la concluzia că sîrmele secționate preiau efort la o anumită distanță de locul secționării datorită frecării cu celelalte sîrme. Acest fenomen este semnalat în litera-

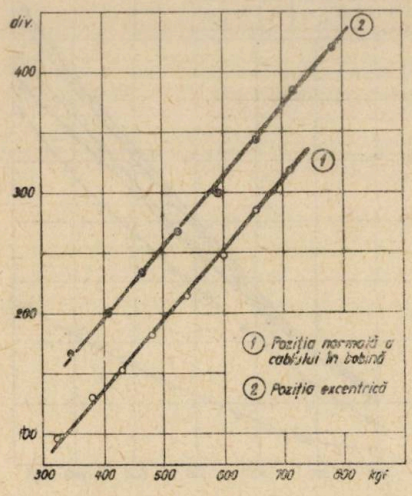


Fig. 4. Caracteristica magnetică de comparare pentru o poziție normală și una excentrică cablului în bobină.

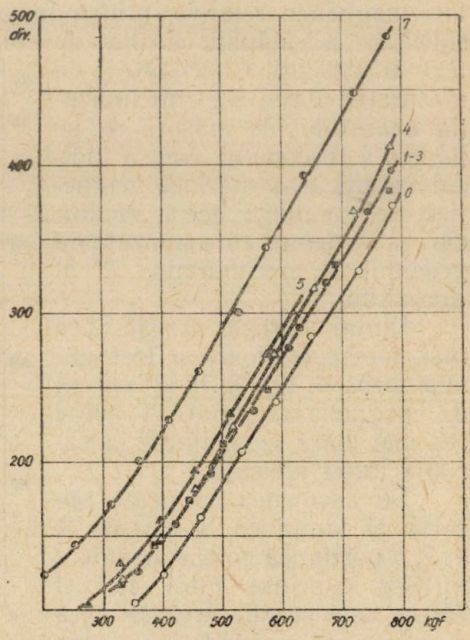


Fig. 5. Caracteristica magnetică obținută la secționarea sîrmelor (fără scoaterea sîrmei rupte).

tură [1] și constituie un element de dispută asupra comportării sîrmei rupte în cablu. Din rezultatele experimentale obținute, se poate conchide că sîrma ruptă rămîne un element de rezistență în cablu, la o distanță relativ mică de la ruptură. Din fig. 5 rezultă o variație foarte mică a semnalului în diviziuni la tăierea sîrmelor 1—3, ceea ce arată că sub această formă, metoda magnetică nu ar fi sensibilă la un fir rupt.

2.4. Pentru a mări sensibilitatea sistemului, s-a scos sîrma secționată din cablu pe toată lungimea bobinei de măsură iar ca secțiunea miezului magnetic să nu se modifice, s-a introdus în bobina de măsură, alături de cablu, o sîrmă din același material, nesolicitată.

In acest fel au fost secționate și scoase rînd pe rînd toate sîrmele unui toron.

Rezultatele obținute au fost trecute în tabela 1.

Pentru a citi mai ușor valorile necesare construcției diagramei 7, s-a mărit, conform tab. 1, coloana 3, ordonatele corespunzătoare curbelor, nemo-

Tabela 1

Forţa kgf	Indicaţie feroscop div.	Corecţie la reprezentarea div.	Semnul reprezentării în fig. 6
422	118		
480	144		
538	177		cablu intact
596	212	−100	○
653	248		
711	288		
749	312		
365	123		
423	156		
480	190		1 sîrmă scoasă
538	230	−100	
596	268		●
654	310		
711	348		
768	392		
307	58		
365	88		
423	118		2 sîrme scoase
480	162		
538	196	−30	□
596	248		
654	288		
711	324		
768	380		
307	68		
365	98		
423	130		
480	166		3 sîrme scoase
538	212	−	
596	252		■
654	298		
711	334		
759	382		
288	52		
346	84		
404	114		4 sîrme scoase
461	150		
518	186	+50	△
576	230		
634	272		
692	326		
764	372		
288	107		
346	130		
404	156		5 sîrme scoase
461	185		
518	220	+50	▲
576	260		
634	296		
692	340		
759	392		
288	72		
346	105		
404	140		6 sîrme scoase
461	174		
518	216	+100	×
576	256		
634	296		
692	342		
740	380		
307	41		
365	72		
423	105		7 sîrme (toron) scoase
480	146		
538	194	+170	
596	232		■
654	280		
692	312		

dificîndu-se cu această operaţie pantele, element hotărîtor în rezolvarea problemei.

La construcţia dreptelor din fig. 7 s-a acceptat o variaţie liniară pe intervalul 550—700 kgf şi s-a determinat panta porţiunii rectilinii, corespunzătoare fiecărei determinări citindu-se din figura 6, ordonatele corespunzătoare verticalelor duse la 550 şi 700 kgf.

Dacă se compară pantele se poate constata că aceasta creşte cu numărul sîrmelor scoase din cablu, după cum se vede în fig. 7.

O dreaptă orizontală va da la intersectarea dreptelor, segmente cuprinse între acestea, corespunzătoare eforturilor preluate de fiecare sîrmă în parte.

Pentru simplificarea calculelor s-a trasat orizontala corespunzătoare încărcării suplimentare de 100 kg a cablului întreg.

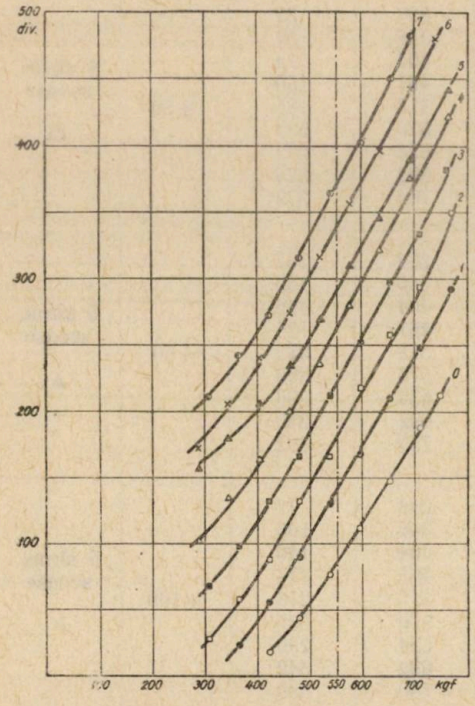


Fig. 6. Caracteristica obținută la scoaterea sîrmelor.

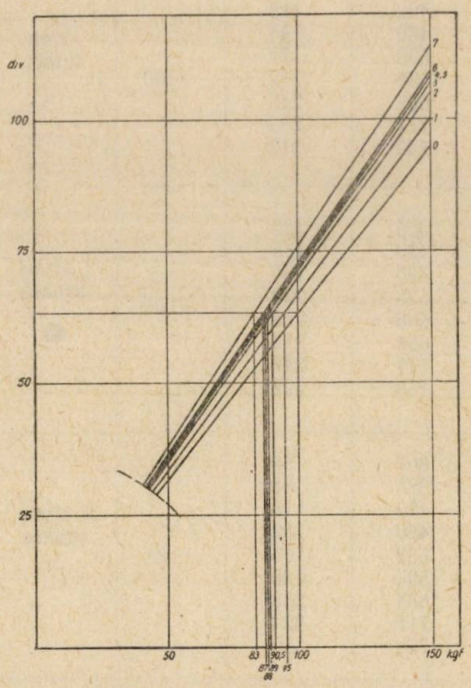


Fig. 7. Diagrama comparativă a pantelor și stabilirea eforturilor din sîrme.

La unul din cablurile studiate s-a obținut următoarea repartiție de eforturi pentru o creștere a solicitării cu 100 kgf (în domeniul 550—700 kgf).

Nr. sîrmei	Creșterea efortului preluat de sîrmă la creșterea forței cu 100 kgf kgf	Repartiția procentuală a efortului efectiv față de cel teoretic %
1	5,0	202,0
2	4,5	182,0
3	1,5	60,5
4	1,0	40,3
5	0	0
6	1,0	40,3
7	4,0	162,0

CONCLUZII

Cu toate că procedeul utilizat provoacă anumite perturbări de ordin mecanic în funcţionarea cablului, prin scoaterea sîrmelor, din punct de vedere magnetic nu introduce decît erorile constante datorită modificării poziţiei cablului în bobina de măsură, care se traduce prin deplasarea paralelă cu ea însăşi a caracteristicii. Acestea însă nu influenţează cu nimic panta curbei, conform celor arătate mai sus.

In cursul măsurătorilor s-a considerat că toate sîrmele cablului au proprietăţi magnetice identice, ceea ce nu corespunde în mod riguros realităţii.

Aplicarea metodei în cazul cablurilor mai groase este posibilă cu condiţia de a dispune de o aparatură adecvată acestui scop. Instalaţia de care s-a dispus în analiza posibilităţilor practice de a aplica o metodă magnetică la determinarea repartiţiei eforturilor pe sîrmele cablului a permis folosirea unui cablu subţire, evidenţiindu-se cu toate acestea o stare neomogenă de eforturi pe sîrmele cablului.

BIBLIOGRAFIE

1. Hermann Altpeter, *Cablurile de sîrmă. Construcţia, fabricaţia şi aprecierea calităţii lor*, I.D.T. Bucureşti, 1959.

2. К. П. Белов, Упругие, тепловые и электрические явления в ферромагнитных металлах, Государственное издательство технико-теоретической литературы, Москва 1951 Ленинград.

3. P. P. Nesterov, Sabanov I P. Kuşnarenko, N. I. Koziuberda, O nouă metodă pentru determinarea tensiunilor în cablurile de sîrmă. Zavodskaia Laboratoriia, 27 (1961), nr. 2, pag. 191—194 (traducere în Laboratorul de uzină, caiet selectiv nr. 5, 1961, I.D.T.).

МАГНИТНЫЙ МЕТОД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРОВОЛОКАХ СТАЛЬНОГО КАБЕЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается возможность адаптирования магнитного метода для исследования напряжений в проволоках кабеля.

Метод базируется на изменении магнитной проницаемости стали под влиянием напряжения.

Для измерения магнитных состояний используется аппарат «Ферроскоп F-563 Кризик», приспособленный для экспериментальных условий.

Были определены оптимальные условия работы с целью получения максимальной чувствительности аппарата, в зависимости от изменения напряжения. Экспериментальные измерения конкретизировались в диаграммах, которые иллюстрируют показания аппарата, как функцию силы действующей на кабель. Наклон кривих зависит от состояния действующих напряжений в кабеле. Используя эти данные делается распределение напряжений в проволоках стренги.

Наблюдается неравномерное распределение напряженний в стренге.

Настоящий метод обладает большей чувствительностью по сравнению с методами рекомендуемыми в литературе.

EINE MAGNETISCHE METHODE ZUR BESTIMMUNG DER SPANNUNG IN DEN DRÄHTEN EINES DRAHTSEILES

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit wird die Anpassung einer magnetischen Methode zur Bestimmung der Verteilung der Spannungen der Drähte eines Drahtseiles, studiert. Die Methode fusst auf der Veränderung der magnetischen Permeabilität des Stahles in Abhängigkeit der Spannung.

Bei den Messungen wurde ein, den Versuchen angepasstes F 563 Krizik-Feroskop verwendet. Es wurden die optimalen Betriebsbedingungen zur Erhaltung der grössten Empfindlichkeit des Gerätes bei der Spannungsmessung, bestimmt.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Form von Diagrammen dargestellt, worin die Veränderung der Anzeige des Messinstrumentes in Funktion von der Zugkraft des Seiles widergegeben ist.

Es wird festgestellt, dass die Neigung der Kennlinien von dem Spannungszustand des Seiles abhängig ist. Auf Grund dieser Feststellung wird die Verteilung der Spannung an die Drähte einer Litze des untersuchten Drahtseiles widergegeben.

Diese Methode weisst den Vorteil einer grösseren Empfindlichkeit, im Vergleich mit den aus der Literatur bekannten Methoden, auf.

CONTRIBUȚII LA SUDAREA PRIN PUNCTE LA RECE A TABLELOR DE ALUMINIU *

DE

D. BOTH și LUCIA FLOREA

1. Procedeul de sudare la rece constă în a suda două metale de aceiași natură, sau de naturi diferite, la temperatura mediului ambiant prin deformație plastică. Deformarea plastică asigură apariția forțelor de coeziune între atomii mărginași ai pieselor în contact.

Dacă materialul se găsește sub formă de bare sudarea se execută în capete, iar dacă materialul se găsește sub forma unor table, sudarea se execută cu poansoane prin puncte sau cu ajutorul a două role prin cusătură.

a) *Sudarea prin puncte la rece* constă în sudarea prin suprapunere a două table, prin presarea unor poansoane dintr-o singură parte sau din ambele părți ale pieselor de îmbinat (fig. 1).

Sub influența forței aplicată P uneltele pătrund în piesă, materialul se deformează, refulîndu-se lateral. Deformația se datorește alunecării unor rînduri de atomi în plane și după anumite direcții preferate. Liniile de

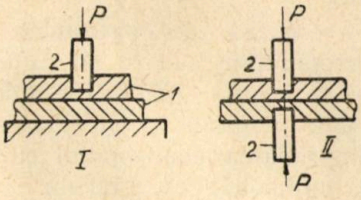


Fig. 1. Schema sudării la rece a tablelor suprapuse :
I — cu acționare dintr-o parte; *II* — cu acționare din două părți.

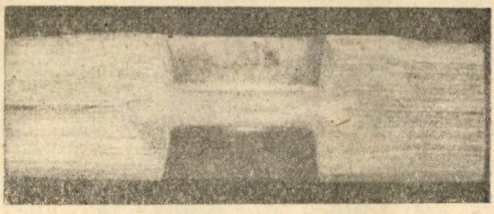


Fig. 2. Macrostructura unui punct sudat.

curgere obținute prin secționarea suprafețelor de alunecare cu un plan, pot fi observate pe macrostructura din fig. 2.

Alunecările care au loc și care provoacă deformația rețelei cristaline produc o întărire a zonei respective. Această întărire a materialului crește cu gradul de deformare al acestuia.

---

* Lucrare prezentată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

În literatura de specialitate [1, 2, 5] se tratează pe larg parametri care influențează reușita procesului de sudare și care sînt :

— gradul de deformație plastică și

— starea suprafețelor de contact.

— Gradul de deformație plastică este un factor hotărîtor pentru reușita procesului de sudare.

Mărimea deformațiilor plastice suferite de material în cursul procesului de sudare poate fi caracterizată prin raportul :

$$\delta = \frac{h_0 - h}{h_0} 100 = \frac{\Delta h}{h_0} 100$$

(fig. 3), unde :

h_0 este grosimea tablelor suprapuse în momentul inițial,

h — distanța dintre suprafețele frontale ale poansoanelor la momentul considerat.

Experimental s-a stabilit că deformația minimă δ necesară pentru obținerea unei suduri este de cca. 70%. Intre deformația de 50 și 70%, obținem suduri parțiale [5].

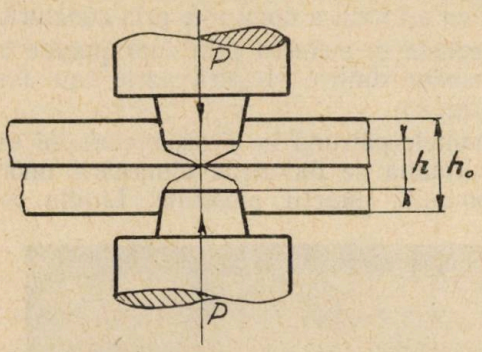


Fig. 3. Schema unui punct sudat cu două poansoane.

— Pregătirea suprafețelor de contact ale pieselor constă în curățirea lor de impurități, în special de grăsimi. Curățirea pe cale mecanică este cea mai expeditivă și se poate face cu un răzuitor ascuțit, sau o perie rotativă din sîrmă de oțel.

— Viteza de pătrundere a poansonului la sudare nu influențează rezistența îmbinărilor sudate. Se obțin rezultate satisfăcătoare și la imprimarea poansonului cu viteză foarte mică (de ordinul zecimilor de milimetri/sec), precum și la aplicarea prin șoc a presiunii.

b) *Utilajul folosit pentru sudare* prin puncte la rece [5]. Pentru aplicarea procesului descris se poate folosi fără a face transformări mari orice fel de presă existentă în exploatare ; adaptarea presei se reduce la executarea poansoanelor de sudare.

În prezent industria Uniunii Sovietice fabrică utilajul necesar sudării la rece prin puncte. Astfel la VNIIESO s-a construit o instalație portabilă hidropneumatică de tipul UGSH-5 cu o forță de sudare de 5 t și alta de tipul MHSA-120 cu o forță de sudare de 120 t.

2. La instalațiile de conexiuni se întrebuințează în mare parte bare de aluminiu de secțiune dreptunghiulară. Legăturile între bare se fac cel mai frecvent prin suprapunere și strîngerea lor cu buloane.

Din cauză că aluminiul cedează sub influenţa forţei de strîngere, contactul electric slăbeşte în timp, fapt care provoacă o încălzire crescîndă a contactului şi în cele din urmă o deteriorare a sa. S-ar putea obţine un contact bun prin intercalarea unui element elastic, de exemplu o rondelă, dar în acest caz se impune o supraveghere atentă şi o întreţinere permanentă a contactelor.

Una din soluţiile care rezolvă îmbinarea barelor de aluminiu este sudarea la rece prin puncte, care asigură obţinerea unei rezistenţe mecanice bune şi a unui contact electric sigur.

In laboratoarele Catedrei de Tehnica Sudării din Institutul Politehnic din Timişoara, s-a făcut un studiu asupra comportării diferitelor poansoane în cursul procesului de sudare. S-a cercetat influenţa unor factori ca : mărimea, forma, gradul de deformaţie plastică, numărul şi amplasarea poansoanelor asupra rezistenţei îmbinărilor sudate.

Materialul supus încercărilor a fost aluminiul electrotehnic tras în bare de 5×40 mm² secţiune, folosite la instalaţiile energetice. Deoarece barele de aluminiu au avut un grad de întărire diferit, pentru a obţine rezultate comparabile, materialul a fost recopt prin încălzire la 350 °C timp de ½ oră.

Îmbinările au fost realizate cu ajutorul unui dispozitiv de sudare (care poate fi folosit şi în condiţiuni de şantier) cu strîngerea prealabilă a barelor şi cu acţionarea poansoanelor din ambele părţi ale materialului.

Dispozitivul folosit pentru sudare este cel arătat în fig. 4. Strîngerea barelor a fost asigurată cu ajutorul unor buloane care permit eliberarea rapidă a barelor după sudare.

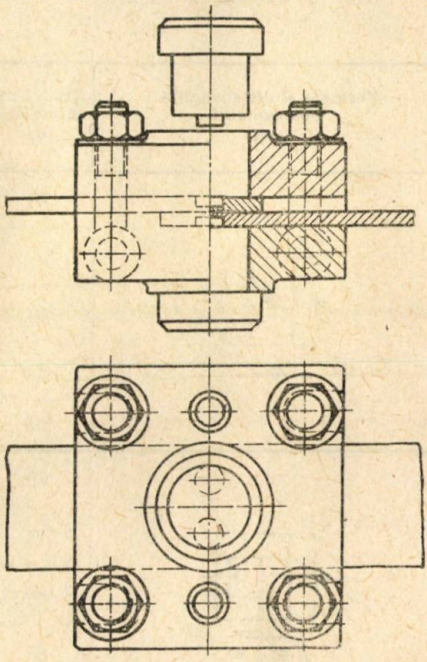


Fig. 4. Dispozitiv pentru sudarea prin puncte la rece a barelor de aluminiu de 5×40 mm² secţiune.

Pentru a determina secţiunea optimă a poansonului, au fost confecţionate poansoane rotunde cu secţiunile de cca. 50, 63,5 şi 80 mm². Cu acestea s-au făcut suduri cu pătrunderi diferite. Rezultatele încercărilor au arătat că cele mai bune rezultate se obţin cu poansoane de 80 mm² secţiune.

Pentru determinarea formei optime a poansonului şi gradului de deformaţie optim s-au folosit poansoane de formă circulară şi dreptunghiulară. Gradele de deformaţie au fost de 70, 75, 80, 85 şi 90%.

Barele s-au sudat printr-un singur punct de secțiune circulară (fig. 5, *a*), printr-un punct de secțiune dreptunghiulară (fig. 5, *c*) și prin două puncte alăturate (fig. 5, *b*) a căror secțiune totală s-a luat egală cu secțiunea poansonului circular respectiv dreptunghiular. În fig. 5 sînt arătate formele și dimensiunile poansoanelor utilizate la sudare prin puncte la rece a barelor de aluminiu de 5×40 mm^2 secțiune, iar rezultatele încercărilor sînt date în tabela 1.

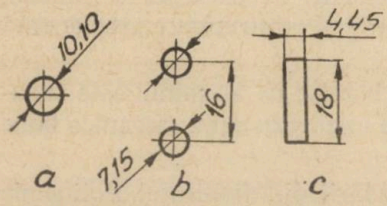
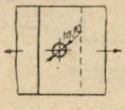
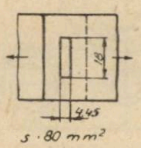
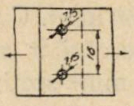


Fig. 5. Formele și dimensiunile poansoanelor folosite la sudare.

Analizînd datele acestui tabel rezultă că cele mai bune rezultate se obțin prin folosirea unor poansoane circulare alăturate, gradul de deformație optim fiind de 80—85%.

Tabela 1

Formele și dimensiunile poansonului mm	Gradul de deformație %	Forța necesară sudării kgf	Presiune de deformare kgf/mm²	Forța de rupere prin forfecare kgf	Rezistența la forfecare kgf/mm²	Obs.
 s · 80 mm²	70	5 350	67,0	620	7,75	
	75	6 300	78,7	760	9,50	
	80	7 200	90,0	820	10,20	
	85	8 100	101,0	845	10,50	
	90	9 200	115,0	860	10,75	
 s · 80 mm²	70	5 200	65,0	540	6,75	
	75	6 250	78,3	600	7,50	
	80	7 150	89,5	700	8,75	
	85	8 100	93,7	750	10,10	
	90	9 200	115,0	825	10,30	
 s · 80 mm²	70	5 600	70,0	710	8,9	
	75	6 400	80,0	820	10,25	
	80	7 250	90,7	850	10,65	
	85	8 200	102,5	895	11,20	
	90	9 350	117,0	940	11,75	

Cu ajutorul datelor aflate în tabela 1 se poate trasa pentru fiecare formă de poanson în parte variația rezistenței la forfecare funcție de gradul de deformație (fig. 6, *b*).

Figura aceasta completată cu variația presiunii necesare sudării în funcție de gradul de deformație (fig. 6, *a*) permite pe de o parte aprecierea efortului necesar sudării, pe de altă parte alegerea gradului de deformație necesar pentru a asigura o rezistență dată punctului sudat.

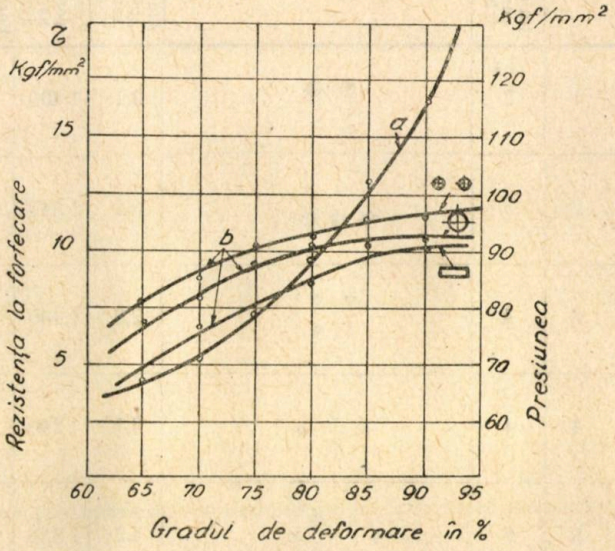


Fig. 6. Variația rezistenței la forfecare și a presiunii necesare la sudare funcție de gradul de deformație plastică.

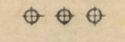
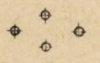
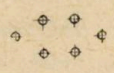
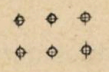
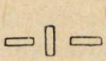
3. Pentru a cunoaște comportarea îmbinărilor realizate prin mai multe puncte, s-au sudat bare de aluminiu de 5×40 mm² secțiune după mai multe variante, gradul de deformație fiind de 80—85%. Forma și modul de plasare a poansoanelor, precum și forța de rupere medie a îmbinărilor sînt indicate în tabela 2. Valorile medii ale rezistenței la forfecare, trecute în tabele, au fost determinate pe un lot de trei suduri. Se menționează că îmbinările cu mai multe puncte, au fost executate consecutiv prin puncte individuale.

După cum rezultă din tabela 2, rezistența unui grup de mai multe puncte este mai mică decît rezistența totală obținută prin însumarea rezistenței punctelor separate, fapt care se datorește repartiției neuniforme a sarcinii la o îmbinare cu mai multe puncte. Repartizarea sarcinii depinde și de forma poansonului.

Cea mai avantajoasă repartiție a sarcinii se realizează la îmbinările prin puncte alăturate (poz. *6*, tab. 2), apoi la cele realizate prin puncte rotunde individuale (poz. *3*, tab. 2). Utilizarea poansoanelor dreptunghiulare în orice combinație, exceptînd cazul corespunzător poz. *10*, tab. 2, duce la rezultate nesatisfăcătoare.

Punctele sudate cu poansoane rotunde se comportă mai bine și datorită faptului că în timpul pătrunderii poansoanelor materialul se refulează mai uniform în lungul perimetrului punctului sudat, decît în cazul poansoanelor dreptunghiulare. În afară de aceasta, poansoanele rotunde se confecționează mai simplu.

Tabela 2

Nr. ordine	Numărul punctelor înădirii	Forma poansonului şi felul înădirii	Alunecarea porţiunii suprapuse mm	Forţa de rupere a îmbinării kgf	Forţa de rupere raportată la un punct kgf	Raportul dintre rezist. îmbinării şi rezist. barei întregi %	Observaţie
1	2		2,1	1 400	700	84	s-a rupt în sudură
2	3		3,2	1 540	513	92	ruperea se vede în fig. 8 *a*
3	4		2,6	1 480	740	86	s-a rupt în sudură
4	4		3,1	1 240	620	74,5	s-a rupt în sudură
5	6		4,2	1 580	527	94,5	ruperea se vede în fig. 8 *b*
6	6		3,7	1 670	557	100	s-a rupt în afara sudurii fig. 9 *a*
7	2		18—2	1 280	640	76,5	s-a rupt în sudură
8	2		2,5—3	1 220	610	73	ambele puncte se sudează deodată
9	3		~3	1 440	483	86,5	ruperea se vede în fig. 8 *c*
10	3		~5	1 630	543	97,5	s-a rupt în afara sudurii fig. 9 *b*

Observaţii : Forţa la care s-a rupt materialul de bază este 1 670 kgf.

Pentru ca în timpul deformării refularea materialului în jurul unui punct să nu influenţeze defavorabil punctul deja sudat, distanţa dintre centrele punctelor nu trebuie să fie mai mică de 2—3 ori diametrul poansoanului. În cazul de faţă s-a stabilit pasul de 18 mm.

Este interesant de semnalat alungirea barelor de aluminiu în timpul sudării. Mărimea alungirii depinde de forma poansoanelor. Alungirile măsurate sînt trecute în tabela 2.

Măsurători electrice nu s-au făcut, deoarece prin sudare secţiunea conductoare nu se modifică sensibil. De exemplu, să considerăm îmbinarea nr. 4, tab. 2, realizată cu ajutorul a două puncte de 7,15 mm diametru la o deformaţie de cca. 80% (fig. 7).

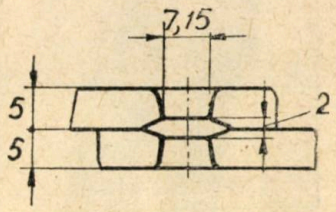


Fig. 7. Punct sudat.

Suprafaţa sudurii prin care se poate scurge curentul este :

$$S_c = 2(\pi \cdot d \cdot h) = 2(\pi \cdot 7{,}15 \cdot 2) = 90 \text{ mm}^2.$$

Acestei suprafeţe i se mai adaugă fîşia care se formează în jurul punctului sudat (cca. $0{,}1\,S_c$). Suprafaţa totală ce se obţine la o pereche de puncte este de 200 mm^2 ; care este egală cu secţiunea barei de aluminiu prin care se scurge curentul, deci nu putem avea încălziri datorită sudurilor.

Situaţia este favorabilă la sudarea cu poansoane dreptunghiulare şi mai puţin favorabilă la sudarea prin puncte rotunde individuale.

În fotografiile (fig. 8 şi 9) se prezintă diferite legături sudate din bare de 5×40 mm încercate la forfecare (rupere).

4. În concluzie se poate arăta că sudarea la rece prin puncte este un procedeu simplu şi avantajos din punct de vedere economic. Consumul de energie pentru sudare este redus ; întreaga energie consumată se rezumă la lucrul mecanic necesar producerii deformaţiei egal cu produsul forţei de apăsare de cîteva mii de kilograme şi deplasarea care este de ordinul milimetrilor. Procedeul nu necesită material de adaus şi nici flux pentru sudare. Reuşita unei suduri nu depinde de gradul de calificare al sudorului.

Deoarece calitatea sudurii la rece nu depinde de viteza de pătrundere a poansoanului în metal, productivitatea procedeului este mare.

Datorită durităţii mici a aluminiului, uzura poansoanelor este redusă.

Sudarea la rece prin puncte prezintă interes şi prin faptul că permite îmbinarea metalelor de natură diferită (de exemplu aluminiu cu cupru), (fig. 10).

Acest procedeu se poate aplica pe scară industrială la îmbinarea pieselor de aluminiu în industria electrotehnică şi la instalaţiile energetice (îmbinarea barelor colectoare, a ramificaţiilor, armarea bornelor de contact din aluminiu cu plăci de cupru etc. şi în industria producătoare de obiecte din tablă de aluminiu (fig. 11).

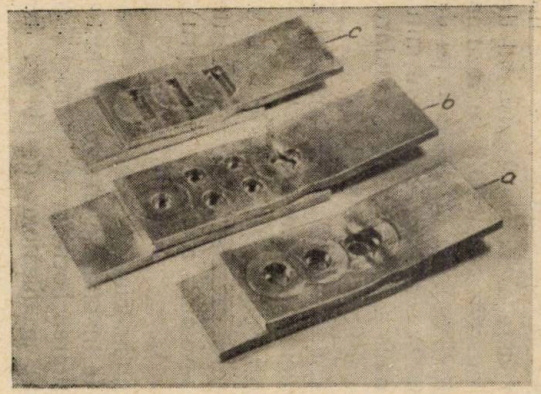


Fig. 8. Diferite legături sudate cu mai multe puncte solicitate la forfecare, rupte în dreptul unui punct sudat.

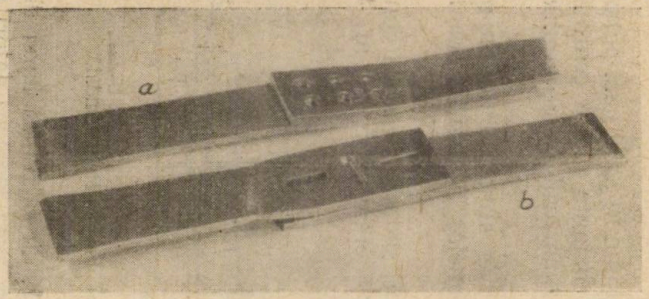


Fig. 9. Legături sudate cu mai multe puncte solicitate la forfecare, rupte în afara sudurilor.

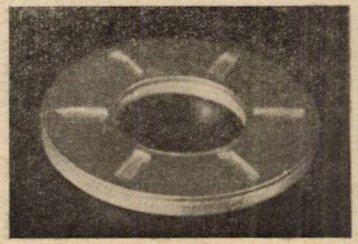


Fig. 10. Rondela de aluminiu de 2,25 mm grosime armată într-o parte cu o placă de cupru de 0,75 mm grosime, executată în laboratoarele Catedrei de tehnica sudării a I.P.T.

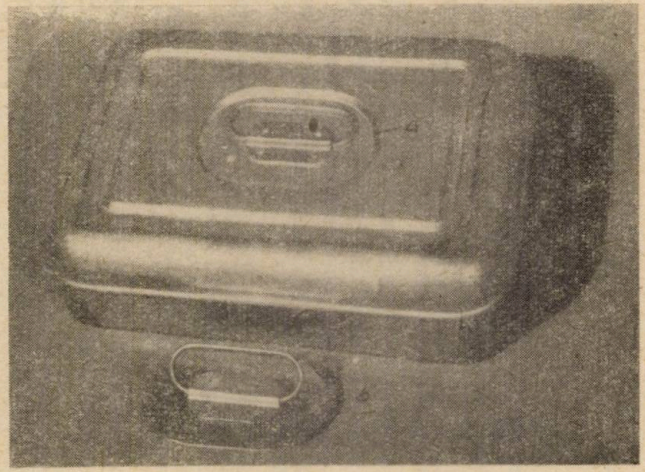


Fig. 11. Capac de cutie de alimente:
a — fixarea urechii prin nituire; *b* — prin sudare prin puncte la rece, executat în laboratoarele Catedrei de tehnica sudării a I.P.T.

BIBLIOGRAFIE

1. K. K. Hrenov şi colaboratorii, Influenţa formei poansoanului asupra rezistenţei unei îmbinări prin puncte la sudarea la rece a aluminiului. „Svarocinoe Proizvodstvo" nr. 4, 1956.
2. I. B. Baranov, *Sudarea la rece a metalelor neferoase.* Maşghiz, 1959.
3. S. B. Ainbinder, *Noi metode de sudare prin presiune.* Riga 1960.
4. C. Kabanov şi S. Slepek, *Tehnologia sudării prin presiune.* Maşghiz 1961.
5. I. B. Baranov, *Sudarea la rece a metalelor plastice.* Maşghiz 1962.
6. D. Both, Sudarea la rece a aluminiului şi cuprului. Metalurgia şi construcţia de maşini — mai 1958

К ХОЛОДНОЙ ТОЧЕЧНОЙ СВАРКЕ АЛЮМИНИЕВЫХ СТЕРЖНЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Изучается влияние степени пластической деформации, величины, формы и расположения рабочих пуансонов на прочность сварных соединений.

В качестве испытанного материала применялся электротехнический алюминий в виде стержней сечением 5,40 мм².

Это исследование представляет особый интерес для электротехнической промышленности и при электрических монтажных работах (соединение коллекторных стержней, разветвлений, и т.д.).

CONTRIBUTIONS AU SOUDAGE A FROID PAR POINTS DES BARRES D'ALUMINIUM

(RÉSUMÉ)

On étudie l'influence du degré de déformation plastique de la grandeur, de la forme, et de l'emplacement des poinçons sur la resistence des assemblages soudés par points.

Le matériel essayé a été l'aluminium électrotechnique laminé en barres avec une section de 5×40 mm².

Cette étude présente de l'intéret pour l'industrie électrotechnique et dans les travaux de montages énergétiques (assemblage des barres collecteuses des ramifications etc.).

CONTRIBUȚIE LA MĂSURAREA TENSIUNII DE MONTAJ LA CURELE TRAPEZOIDALE *

DE

B. HOROVITZ, N. GHEORGHIU

(Primită la redacție la data de 24. IV. 1964).

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Pentru a se putea realiza transmiterea puterii între doi arbori cu ajutorul unei curele, aceasta din urmă trebuie montată cu o tensiune inițială prescrisă.

Montarea curelelor, cu o tensiune inițială prescrisă prezintă o importanță deosebit de mare. Pe de-o parte la tensiuni inițiale insuficiente capacitatea de transmitere a curelei este incomplet utilizată, în timp ce tensiunile inițiale prea mari, reduc durata de funcționare a curelei, și produc deformații permanente (care influențează în mod negativ buna exploatare a transmisiei). Pe de altă parte, în cazul funcționării unui set de curele trapezoidale în paralel, montarea curelelor cu tensiuni inițiale inegale duce la o utilizare nerațională a curelelor, unele din ele fiind supraîncărcate, iar altele lucrînd cu mult sub capacitatea lor efectivă.

In standardul de stat STAS 1163-60 „Transmisii prin curele trapezoidale. Prescripții de calcul și proiectare" se prevede ;

„După montarea pe transmisie, curelele trebuie să fie supuse unor forțe de tracțiune care, în stare de repaos și funcție de tipul curelei, trebuie să aibă valorile menționate în tabelul 3".

Această prevedere a standardului nu se respectă însă în exploatare deoarece nu se cunoaște nici o metodă suficient de simplă și de precisă care să permită măsurarea forțelor inițiale de tracțiune prescrise la montarea curelei pe transmisie.

Se indică chiar în unele lucrări că : „stabilirea tensiunii de montare într-o transmisie cu curele este o problemă foarte complicată și pînă în prezent, nu există o metodă care să dea o soluție simplă și sigură" [1].

---

* Lucrare prezentată la sesiunea cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

2. STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI

In literatura de specialitate se indică aproape în majoritatea cazurilor determinarea tensiunii inițiale pe calea deformării transversale (la încovoiere) a uneia dintre ramuri.

Valoarea tensiunii din ramură se calculează în funcție de deschiderea acesteia (l_0 — cm) și săgeata (f — cm) produsă de sarcina normală (G — kgf) aplicată pe mijlocul deschiderii, cu relația (conf. fig. 1) [2].

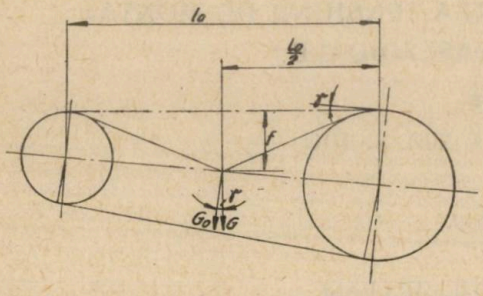


Fig. 1. Principiul determinării experimentale a tensiunii de montaj.

$$S_0 = \frac{Gl_0}{4f} \text{ [kgf]} \qquad (1)$$

Metoda este aplicabilă atît transmisiilor orizontale cît și celor înclinate (chiar verticale). În cel de al doilea caz, încărcarea ramurii se realizează prin intermediul unui dinamometru sau utilizîndu-se numai componenta normală pe ramură a greutății :

$$G = G_0 \cos\gamma \qquad (1')$$

Această metodă este imprecisă întrucît în realitate se măsoară o tensiune $S_0' > S_0$ ca rezultat al acțiunii sarcinii G asupra ramurii încercate (eroarea relativă fiind de 10—20%). În același timp cei trei parametri ai măsurătorii trebuiesc determinați pe rînd cu erorile aferente mijloacelor utilizate.

Relația (1) poate fi corectată aproximativ prin reducerea valorii măsurate cu o cantitate $\Delta S_0' = (1 \ldots 2)$ [kgf] [3]:

$$S_0 = \frac{G \cdot l_0}{4f} - \Delta S_0' \quad \text{[kgf]} \qquad (2)$$

și limitarea sarcinii normale la $G = (1 \ldots 5)$ [kgf].

Influența sarcinii normale (G) asupra tensiunii inițiale (S_0) a fost elucidată integral prin studiile cercetătorului sovietic Gutiar E. M. [4]. Acesta stabilește relațiile exacte în două ipoteze :

a) modulul de elasticitate (E — kgf/cm²) al curelelor independent de starea de efort

$$S_0 = \frac{Gl_0}{4f} - 2\frac{f^2}{l_0 L} AE \quad \text{[kgf]} \qquad (3)$$

unde :

A [cm²] este secțiunea transversală a curelei ;

L [cm] — lungimea curelei.

b) modulul de elasticitate al curelelor dependent liniar de starea de efort ($E=E_0+C\sigma_0$);

$$S_0=\frac{1}{e^{\frac{2f^2}{Ll_0}C}}\left[\frac{Gl_0}{4f}-\frac{E_0}{C}\cdot A\left(e^{\frac{2f^2}{Ll_0}\cdot C}-1\right)\right] \text{ [kgf]} \qquad (4)$$

Relațiile obținute devin însă foarte complicate și greu de utilizat pentru determinările practice. Din acest motiv, același cercetător [5] propune eliminarea valorii modulului de elasticitate din relația (3) prin două tatonări consecutive și o construcție grafică (fig. 2).

În acest caz valoarea tensiunii inițiale se determină cu relația :

$$S_0=\frac{3G\cdot l_0}{8}\left[\frac{1}{f}-\frac{1}{3(f_0+f)}\right] \text{ [kgf].} \qquad (5)$$

Dispozitivul pentru măsurarea tensiunii inițiale este un dispozitiv pentru stabilirea aproximativă a tensiunii inițiale, din ramurile curelelor late (fig. 3) [*1*].

Dispozitivul constă din două role de reazem (*1*) pe care se așază cureaua. Deformarea transversală se realizează printr-o pîrghie cotită (*2*)

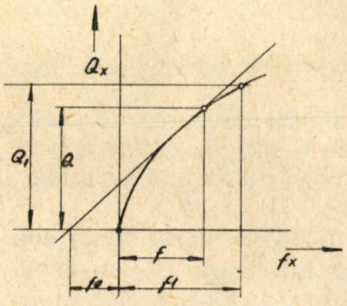


Fig. 2. Diagrama de tatonare a tensiunii de montaj.

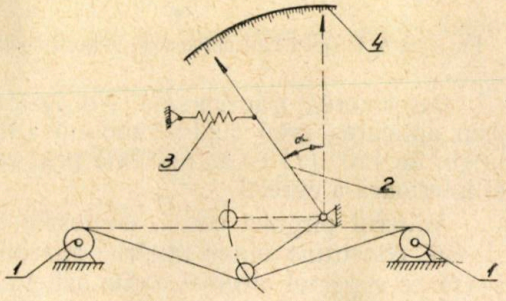


Fig. 3. Dispozitivul cu arc elicoidal pentru măsurarea tensiunii de montaj la curele late.

acționată de un arc elicoidal cilindric de întindere (*3*) (montat pretensionat pentru poziția de zero a aparatului).

Devierea arcului indicator pe cadranul (*4*) este proporțională cu tensiunea din ramurile curelei (dependența $S_0=S_0(\alpha)$ fiind determinată prin etalonare).

Indicațiile măsurătorilor sînt suficient de precise însă dispozitivul prezintă dezavantajul că nu se poate regla la diferite grosimi de curea și în același timp necesită verificări ulterioare dese (fapt inevitabil pentru dinamometrele cu arc elicoidal cilindric).

Mai mult decît atît, abaterile dimensionale la același tip de curea introduc erori apreciabile la măsurare.

3. UN NOU DISPOZITIV PENTRU MĂSURAREA TENSIUNII DE MONTAJ LA CURELE TRAPEZOIDALE

Dispozitivul pentru măsurarea tensiunii de montaj la curele trapezoidale, ce formează obiectul prezentului studiu, înlătură inconvenientele menționate anterior referitoare la : precizia determinărilor și adaptabilitatea pentru diferite grosimi (înălțimi) de curea.

Principiul de funcționare al dispozitivului este următorul (fig. 4);

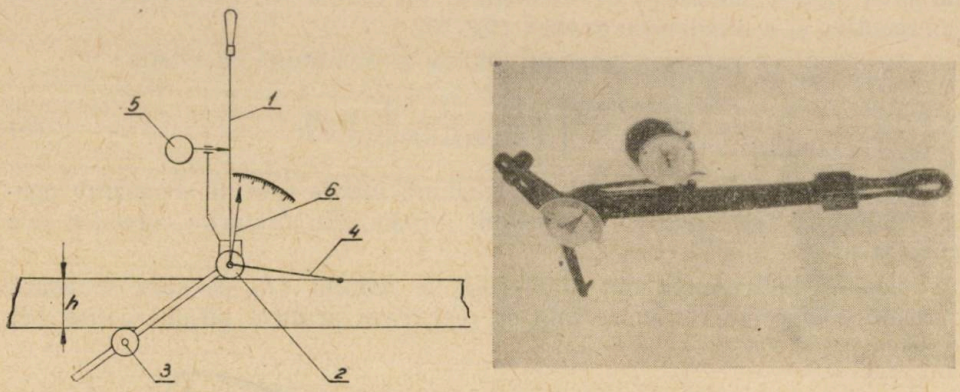


Fig. 4 *a, b.* Dispozitivul universal cu arc lamelar pentru măsurarea tensiunii de montaj.

Deformarea transversală (încovoierea) a ramurii de curea se obține prin aplicarea unui cuplu cunoscut (M_k) dat de o pîrghie cotită sub un unghi de 120° (*1*) ce se reazemă prin două role (*2* și *3*) pe fața superioară și inferioară a curelei.

Mînerul pîrghiei cotite, de forma unui arc lamelar cu rigiditate constantă, constituie dinamometrul aparatului. Rola inferioară (*3*) se deplasează pe suportul pîrghiei cotite astfel ca aparatul să poată fi reglat pentru întreaga gamă de înălțimi a profilelor standardizate *A B C D E* (conform STAS 1164-60).

Distanța între centrele rolelor este astfel aleasă încît în poziția inițială a măsurătorii, mînerul pîrghiei cotite (*1*) să fie normal pe direcția ramurii.

Deformația curelei este urmărită de capătul oscilant al unui palpator (*4*) articulat în centrul rolei superioare (*2*).

Măsurarea deformației dinamometrului lamelar și implicit a cuplului activ (M_K) se execută cu un comparator normal 1 ; 100 mm (*5*).

Deviația unghiulară (β) a palpatorului este amplificată în raportul 1 : 3 și transmisă unui ac indicator ce se deplasează pe un cadran divizat în grade sexagesimale (*6*).

Simultaneizarea măsurătorilor de moment-deformație precum și particularitățile constructive ale dispozitivului reduc eroarea relativă a determinării tensiunii inițiale. În același timp folosirea unui arc lamelar drept dina-

mometru asigură o stabilitate superioară a caracteristicilor elastice față de arcul elicoidal cilindric.

Abaterile dimensionale ale profilelor de curea precum și poziția transmisiei nu au influență asupra preciziei măsurătorilor.

Analizîndu-se dependența funcțională $S_0 = S_0(M_k, \beta)$ (conf. fig. 5).

$$S_0 \cong \frac{M_k}{a \cos \beta} \tag{6}$$

se observă că parametrii traductori ai tensiunii inițiale sînt cuplul activ și deviația unghiulară a palpatorului β.

Măsurătorile se pot efectua deci în trei cazuri distincte:

$$\begin{aligned} &a)\ S_0 = S_0\ (M_{k=ct},\ \beta_x) \\ &b)\ S_0 = S_0\ (M_{k_x},\ \beta = ct) \\ &c)\ S_0 = S_0\ (M_{k_x},\ \beta_x). \end{aligned} \tag{7}$$

(indicele „x" se referă la parametrul variabil).

Se consideră primul caz recomandabil întrucît astfel dinamometrul este ferit de supraîncărcări ce ar putea conduce la apariția unor deformații plastice în arcul lamelar și chiar la distrugerea acestuia.

Dependența funcțională $S_0 = S_0$ $(M_k = ct, \beta_x)$ se determină prin etalonare la fiecare profil de curea standardizat.

Curbele și etalonare pentru profilul standardizat B(17×11) cu inserție „șnur vîscoză" sînt redate în fig. 6.

La stabilirea caracteristicii de etalonare trebuie rezolvate două probleme distincte:

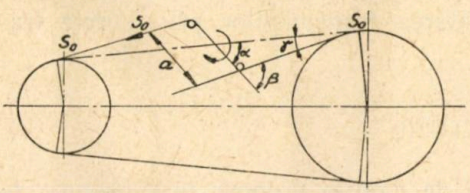


Fig. 5. Principiul funcționării dispozitivului universal.

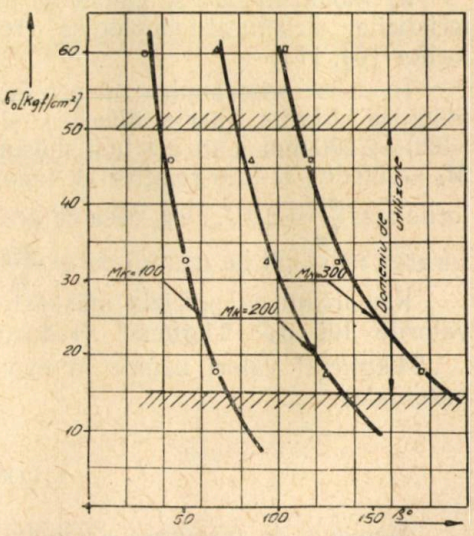


Fig. 6. Diagrama de etalonare pentru profilul B (17×11) STAS 1162-60 inserție „șnur vîscoză".

a) Modul în care se manifestă influența lungimii curelei (L_p) și în consecință distanța între axe (conf. rel. 6) asupra rezultatelor măsurătorii.

In acest sens pentru o curea cu caracteristici tehnologice și structurale constante s-a variat lungimea L_p între limitele 1 320—2 200 mm. Incercările

s-au efectuat pe standul prezentat în lucrările [6], [7] prin scurtarea consecutivă a unei singure curele la dimensiunile date anterior.

La $\sigma_0 = 12$ kgf/cm² și $M_k = 200$ div. erorile relative la măsurarea unghiului β au oscilat între valorile $\pm \frac{\Delta\beta}{\beta_m} = 2 \ldots 3{,}3\%$ ceea ce are drept rezultat o eroare relativă la măsurarea tensiunii de montaj de $\pm \frac{\Delta\sigma_0}{\sigma_0} \leqslant 8\%$.

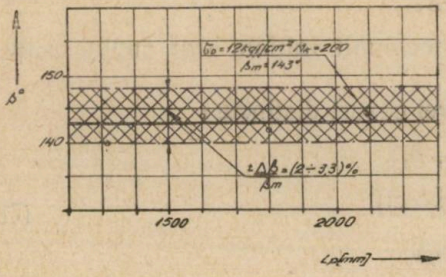


Fig. 7. Influența lungimii curelei asupra măsurătorilor — profil B (17×11) Lp=1 320—2 200 mm „șnur vîscoză".

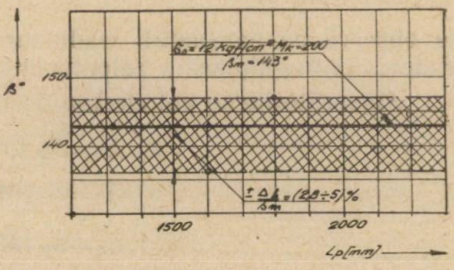


Fig. 8. Influența lungimii curelei și a reologiei asupra măsurătorilor — profil B (17×11) Lp=1 320—2 200 mm „șnur vîscoză" (șarje diferite).

b) Modul în care se manifestă influența lungimii curelei (L_p) și caracteristicile structural-tehnologice (reologia) asupra rezultatelor măsurătorilor [6], [7].

În acest sens pentru un set de curele cu caracteristici structural-tehnologice diferite (șarje diferite) și lungimi L_p cuprinse între limitele 1 320—2 200 mm s-au efectuat măsurători distincte. La $\sigma_0 = 12$ kgf/cm² și $M_k = 200$ div, erorile relative la măsurarea unghiului β, au oscilat între valorile: $\pm \frac{\Delta\beta}{\beta_m} = 2{,}8 \ldots 5\%$ ceea ce are drept rezultat o eroare relativă la măsurarea tensiunii de montaj de $\pm \frac{\Delta\sigma_0}{\sigma_0} \leqslant 12\%$.

Remarcăm că precizia măsurătorilor devine mult mai ridicată pentru valorile lui $\sigma_0 > 12$ kgf/cm² (reducîndu-se la 2—5% pentru $\sigma_0 = 18 \ldots 24$ kgf/cm² valori uzuale în exploatarea transmisiilor prin curele trapezoidale).

4. CONCLUZII

Metodele de măsurare a tensiunii de montaj propuse în literatura de specialitate sînt relativ complicate și suficient de imprecise.

Dispozitivul realizat și studiat elimină aproape integral dezavantajele menționate. În plus de aceasta utilizarea sa se poate extinde asupra următoarelor obiective:

— montarea corect tensionată (conform datelor de proiectare) a unei transmisii noi;

— verificarea periodică a tensiunii iniţiale la o transmisie în exploatare cercetîndu-se astfel influenţa deformaţiilor permanente (inerente materialelor nemetalice);

— sortarea curelelor trapezoidale montate în paralel astfel ca exemplarele întregului set să realizeze tensiuni iniţiale cît mai apropiate (cunoscîndu-se faptul că actuala sortare după dimensiuni este nesatisfăcătoare).

Întrucît datele experimentale arată că tensiunea iniţială este un parametru hotărîtor atît pentru capacitatea de transmitere a curelei cît şi pentru durabilitatea sa, exploatarea economică a transmisiilor impune utilizarea unor procedee obiective pentru verificarea corectitudinii montajului.

BIBLIOGRAFIE

1. Ivanov, F. A., *Transmisiuni prin curele*, IDT 1949.
2. Иванов, Е. А., *Ременные передачи*, Машгиз, 1946.
3. Решетов, Д. Н., *Детали машин*, Машгиз, 1961..
4. Гутьяр, Е. М., Проверка начального натяжения клиноременной передачи, Известия ВУЗ-ов Машиностроение 1958/№ 1 pag. 36—41.
5. Гутьяр, Е. М., К проверке начального натяжения клиноременной передачи, Известия ВУЗ-ов Машиностроение 1959/№ 10 pag. 37—39.
6. Boşian O., Gheorghiu N., Determinarea experimentală a modulului de elasticitate la întindere şi încovoiere pentru curele trapezoidale fabricate în R.P.R., Buletinul Ştiinţific şi Tehnic al IPT Seria nouă Tom 7 (21) 1962.
7. Horovitz B., I. Kremmer, Determinarea experimentală a modulului de elasticitate la încovoiere echivalent la curele trapezoidale. Ind. uşoară, Nr. 6, 1964, pag. 300—303.

К ПРОВЕРКЕ НАЧАЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Установление начального натяжения при ременной передачи является сложным и еще нерешенным вопросом в специальной литературе.

Глубоко проанализировав настоящий этап вопроса, авторы предлагают оригинальный прибор, полностью решающий эту задачу.

Кроме того прибор может быть использован с целью выбора групп клиновых ремней по принципу типоразмеров с $\sigma_0 = ct.$

„CONTRIBUTION À LA MESURE DE L'EFFORT DE MONTAGE DES COURROIES TRAPEZOÏDALES"

(RÉSUMÉ)

La détermination de l'effort de montage d'une courroie à commande, représente un problème complexe qui n'a pas éte encore solutionné dans la littérature de specialité.

Après avoir analysé le stade actuel du problème, les auteurs proposent un dispositif original qui résout ce désidérat.

De plus, le dispositif peut être utilisé pour le sortage des „sets" des courroies trapezoïdales basé sur le principe typo-dimensionnel à $\sigma_0 = ct.$

STUDII ŞI CERCETĂRI ASUPRA ELEMENTELOR DE FILTRARE GROSIERĂ A ULEIULUI LA MOTORUL D-36 M *

DE

IONESCU I., LEPŞI S., SCALEŢCHI L., NICA CONST.,
STOICA E., BOBOESCU VIRGINIA

Pentru buna funcţionare a motorului trebuie să se asigure ungerea corespunzătoare a locurilor în frecare, să se evite pătrunderea impurităţilor şi folosirea de uleiuri necorespunzătoare.

In scopul evitării pătrunderii de impurităţi, uleiul trimis cu presiune de pompă de ulei este filtrat, înainte de a ajunge în magistrala de ungere.

Aceste impurităţi apar ca o consecinţă a degradării uleiului încălzit la temperatura de funcţionare a motorului precum şi din şpan rezultat din uzura pieselor şi alte impurităţi mecanice.

Studiile făcute de noi au avut scop de a constata cauzele care duc la reducerea capacităţii de trecere a filtrelor grosiere, după o perioadă relativ scurtă, de funcţionare, de a analiza posibilitatea de prelungire a duratei de exploatare şi de a găsi soluţiile cele mai corespunzătoare asupra construcţiei şi regenerării lor.

Elementele de filtrare grosieră folosite la motoarele D-36 M au constituit obiectul cercetării.

Filtrarea grosieră a uleiului la motoarele D-36 M se realizează cu ajutorul a două elemente filtrante diferite doar ca formă şi dimensiuni, aşezate concentric şi lucrînd în paralel.

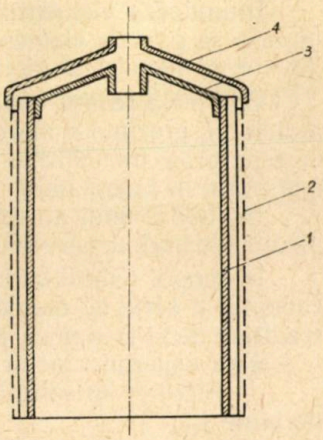


Fig. 1. Schema elementului de filtrare grosieră a uleiului la motorul D-36 M. Mărime necesară cca. 25×35 mm (micş. 3×).

Elementul filtrant exterior (fig. 1) este alcătuit dintr-un cilindru de tablă cu ondulaţii paralele după generatoare *1*, pe care se găseşte bobinată sîrma de alamă sau cupru *2*.

Sîrma original rotundă, este laminată, obţinîndu-se o secţiune aproape dreptunghiulară cu dimensiunile de 0,6×0,4 mm.

Pe una din feţele plane, în timpul laminării trebuiesc executate proeminenţele cu înălţimea de 0,06—0,09 mm, care să asigure între două spire

* Lucrare prezentată la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

vecine un spaţiu de trecere a uleiului, oprind impurităţile cu dimensiunile mai mari [4 şi 2].

La partea superioară, elementul de filtrare este prevăzut cu un capac cu pereţi dubli.

Peretele inferior *3* al capacului, este o continuare a cilindrului de tablă ondulată iar peretele exterior *4* o continuare a sitei metalice rezultate prin bobinarea sîrmei.

Uleiul pătrunde printre spire în canalele cilindrului din tablă ondulată şi apoi prin capacul cu pereţi dubli, ajunge în interiorul elementului, trecînd prin magistrala de ungere.

Elementul filtrant inferior are o alcătuire şi funcţionare asemănătoare.

In timpul funcţionării motorului, impurităţile cu dimensiuni mai mici decît spaţiile de trecere, pătrund în canalele formate de tablă ondulată a elementilor filtranţi.

La oprirea motorului aceste impurităţi se sedimentează în canale. Procesul este uşurat de vîscozitatea scăzută a uleiului cald.

Concomitent, impurităţile cu dimensiuni egale sau mai mari decît spaţiile de trecere, astupă aceste spaţii reducînd mai mult capacitatea de filtrare.

Infundarea elementului filtrant duce la creşterea presiunii în spaţiul în care se găseşte elementul şi ca urmare se va deschide supapa de trecere din corpul filtrelor şi uleiul va trece nefiltrat în magistrala de ungere.

Problema redării capacităţii de filtrare a elementilor de filtrare grosieră a uleiului, prezintă o mare importanţă deoarece rezolvarea ei aduce economii la repararea tractoarelor şi asigură ungerea corespunzătoare a organelor motorului în funcţionare.

In timpul unui an este necesar a se schimba de cel puţin două ori elementii filtranţi, deoarece nu se pot recondiţiona.

In scopul redării capacităţii de trecere a elementelor filtrante s-au experimentat o serie de metode, la noi în ţară şi în străinătate, care nu au dat rezultate decît la o mică parte din elementele înfundate.

S-au experimentat următoarele metode :

— Fierbere în soluţii de sodă caustică urmată de spălare cu jet de apă fierbinte [2].

— Spălarea pe cale electrolitică în soluţii alcaline [3].

— Spălarea sub presiune cu motorină sau cu petrol în circuit închis, dirijat prin filtru în sensul normal de funcţionare sau în sens invers [2].

— Suflarea cu aer comprimat dirijat în sens invers [5 şi 2].

CURĂŢIREA ELEMENTELOR FILTRANTE PRIN FIERBERE IN SOLUŢIE DE SODĂ CAUSTICĂ

Recondiţionarea elementilor filtranţi prin fierbere în soluţie alcalină s-a făcut timp de 30 minute. In urma verificării după fierbere şi spălare reiese că metoda nu este corespunzătoare. Rezultatele sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	Secțiunea	Starea inițială		Starea după fierbere și uscare		Starea după spălare cu benzină	
		h mm	*G* %	*h* mm	*G* %	*h* mm	*G* %
1	Interioară	17,6	85,5	17,6	85,5	17,6	85,5
2		0	100	0	100	0	100
3		31	74,1	0	100	29,5	72,9
4		13,6	88,7	0	100	0	100
5		21,6	82	0	100	0	100
6		0	100	0	100	0	100
Media		9,3	88,4	2,9	97,5	7,9	93,2
6	Exterioară	0	100	0	100	0	100
7		0	100	0	100	0	100
8		0	100	0	100	0	100
9		13,6	88,7	0	100	0	100
10		0	100	0	100	0	100
11		0	100	0	100	0	100
Media		2,3	98,3	0	100	0	100

La aceleași elemente filtrante, după verificarea curățirii prin fierbere, s-a făcut și spălarea în baie de benzină, rezultatele fiind redate în același tabel.

CURĂȚIREA FILTRELOR PE CALE ELECTROLITICĂ IN SOLUȚIE ALCALINĂ

Regenerarea elementilor filtranți pe cale electrolitică s-a experimentat în instalația prezentată schematic în fig. 2.

Această instalație se compune din convertizorul de sudură *1*, o cuvă din bachelită *2*, colectorul de spumă *3*, un cilindru metalic perforat *4*, servind ca anod și inelele de distanțiere *5*.

Elementul filtrant a fost legat de catod.

Electrolitul din baie format dintr-o soluție de 5% sodă caustică la care s-a adăogat 0,5% alba perlan ca detergent, a fost încălzit în prealabil pe cale electrică pînă la fierbere și s-a menținut la această temperatură în timpul experiențelor.

Intensitatea medie a curentului a fost de 250 A. Elementul

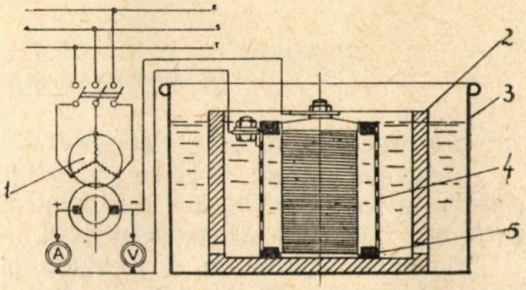


Fig. 2. Schema instalației de curățire a filtrelor pe cale electrolitică. Mărimea 55×80 mm. (micș. 1,5×).

filtrant a fost supus curățirii prin această metodă timp de 10 minute. Rezultatele experimentării indicate în tabela 2 arată că metoda a dat rezultate satisfăcătoare numai la o parte din elementele filtrante, cu toate că la începutul experienței, au avut aproape același grad de înfundare.

Determinarea capacității de trecere s-a făcut prin procedeul obișnuit de scufundare în motorină și cronometrarea timpului de umplere.

Fiecare element filtrant a fost ținut scufundat un timp de 240 secunde. Înălțimea pînă la care s-a ridicat motorina în filtru s-a notat cu h. Gradul de înfundare $G\%$ s-a calculat considerînd valoarea de 100% pentru elementii în care nu pătrunde motorina și 0% pentru umplerea cu motorină a filtrului pînă la înălțimea de 120 mm.

Colectivul nostru a adoptat această cale pe baza următoarei constatări experimentale : un element filtrant nou, după care a fost scufundat odată în ulei, se umple cu motorină în timp de 40 secunde pînă la înălțimea de $h = 150$ mm.

Dacă a lucrat o perioadă foarte scurtă pe motor, sau la bancul de verificare, timpul de umplere pentru $h = 120$ mm este de 240 secunde.

Tabela 2

Nr. crt.	Starea inițială		Starea după regenerare	
	h mm	G %	h mm	G %
1	5,5	95,4	93	23,3
2	0	100	52	56,5
3	0	100	12,0	0
4	4,3	95,7	98	18,5
5	5	95,8	42	65
6	0	100	52	56,5
7	0	100	62	48,5
8	5	95,8	120	0
9	0	100	22	81,6
10	0	100	35	70,8
11	14,5	87,9	116	3

CURĂȚIREA ELEMENTELOR FILTRANTE PRIN SPĂLARE CU MOTORINĂ SUB PRESIUNE

S-a experimentat o instalație arătată schematic în figura 3.

Elementul filtrant, după ce s-a spălat inițial la exterior cu ajutorul unei pensule în baia de motorină, a fost introdus în cilindrul de lucru *4*, unde o garnitură *8*, asigură etanșarea în jurul filtrului.

Motorina trimisă cu o presiune pînă la 50 kgf/cm² de pompa tip F.S.-P.R.-1 prin conducta *3* în cilindrul *4*, este obligată să treacă prin spațiile filtrului, spre clopotul *6* și de aici în rezervorul *1*.

La începutul curățirii, filtrul se introduce complet în cilindrul de lucru.

Motorina trece pe calea de minimă rezistență, deci prin zona apropiată de garnitura de etanșare. Prin deplasarea axială a filtrului cu ajutorul mecanismului de avans *12*, *13*, *14*, se aduc sub acțiunea lichidului de curățire și celelalte porțiuni din suprafața activă.

Elementul filtrant a fost supus curățirii timp de 15 minute. Rezultatele încercărilor sînt arătate în tabela 3.

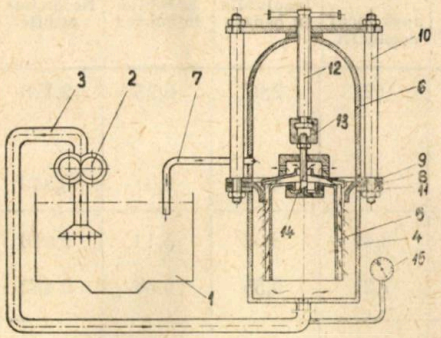


Fig. 3. Schema instalației de curățire a filtrelor sub presiune. Mărimea 65×50 mm. (micș. 3×).

Tabela 3

Nr. crt.	Starea inițială		Starea după spălare în circuit direct	
	h mm	*G* %	*h* mm	*G* %
1	0	100	0	100
2	0	100	0	100
3	0	100	0	100
4	41,5	65,5	32	73,3
5	19	84	9,5	92

În urma verificării metodelor arătate mai sus, s-a constatat că singura prin care se obține unele rezultate favorabile este metoda de recondiționare pe cale electrolitică.

Pentru a cunoaște cantitatea și natura depunerilor din elementi, s-a făcut determinarea cantitativă și calitativă a acestora la un număr de 6 elemenți de filtrare (3 elemenți exteriori și 3 interiori).

În acest scop s-au decupat cîte 3 secțiuni cilindrice situate la 3 nivele diferite la partea superioară, mijloc și partea inferioară.

S-au determinat la fiecare secțiune separat pentru spire și separat pentru canalele tablei ondulate, impuritățile insolubile în benzen. S-a determinat impuritățile necombustibile.

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabela 4.

Pentru compararea rezultatelor, valorile au fost raportate pentru o secțiune corespunzătoare a 100 spire.

Din interpretarea datelor înscrise în tabel reiese că :

— elementul filtrant exterior reține cea mai mare cantitate de impurități ;

— impuritățile reținute sînt repartizate aproape în mod egal între spațiile din canale și pe spire ;

— cea mai mare cantitate din impurități insolubile în benzen se găsește în depunerile din canalele cilindrului, iar cea mai mare cantitate de impurități solubile în benzen se găsește în depunerile de pe spire ;

— impuritățile insolubile în benzen sînt aproape total necombustibile;

Prin cercetarea componentelor impurităților insolubile în benzen, s-a constatat că ele conțin particole metalice Fe și Cu. Reiese din tabel că impuritățile solubile sînt în cantitate mult mai mare decît cele insolubile. Aceasta înseamnă că este posibil regenerarea parțială a filtrelor.

Tabela 4

Elementii	Secțiunile	Locul de depunere	Nr. de spire de referință	Impurități în g raportate la o secțiune cu 100 spire				
				Efectiv		Insolubile în benzen	Solubile în benzen	Necombustibile
				pe secțiune	după locul depunerii			
Exterior	superioare	în canale cilindri pe spire	100	18,05	9,22	2,97	6,25	2,770
		în can. cilindri.			8,83	0,461	8,37	0,340
	mijlocii	în canale cilindri pe spire	100	15,75	8,49	3,35	5,14	2,040
					7,21	0,55	6,66	0 452
	inferioare	în canale cilindri pe spire	100	17,00	8,70	3,00	5,70	2,463
					8,30	1,09	7,21	1,005
Interior	superioare	în canale cilindri pe spire	100	10,65	6,28	2,84	3,44	2,770
					4,37	0,89	3,48	0,822
	mijlocii	în canale cilindri pe spire	100	5,97	3,46	1,76	1,70	1,705
					2,51	0,66	1,85	0,640
	inferioare	în canale cilindri pe spire	100	6,36	3,60	1,99	1,61	1,830
					2,76	0,773	1,99	0,694

În urma încercărilor de curățire s-a observat că numai unele dintre elementele filtrante își recapătă capacitatea de trecere și aceasta în procente diferite, iar altele de loc.

Aceasta ne-a condus la o analiză asupra calității constructive a elementului de filtrare. Așa cum am arătat anterior, elementele filtrante trebuiesc să aibă spații de trecere cuprinse între 0,06—0,09 mm.

Tabela 5

Înălțimile medii ale proeminențelor sîrmei elementului de filtrare

Elementul	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
h mm	0,0589	0,0334	0,0848	0,0636	0,0195	0,0383	0,0462	0,107	0,0087	0,0095	0,0652	0,0625	0,0439	0,0202	0,0276	0,0610	0,0647

Pentru aceasta, de la un număr de 17 filtre s-a decupat cîte o spiră, la care s-a măsurat înălțimea proeminențelor precum și dimensiunea în secțiunea sîrmei. În urma măsurătorilor a reieșit că numai 6 filtre din cele încercate, se încadrează în dimensiunile impuse în construcție. Majoritatea

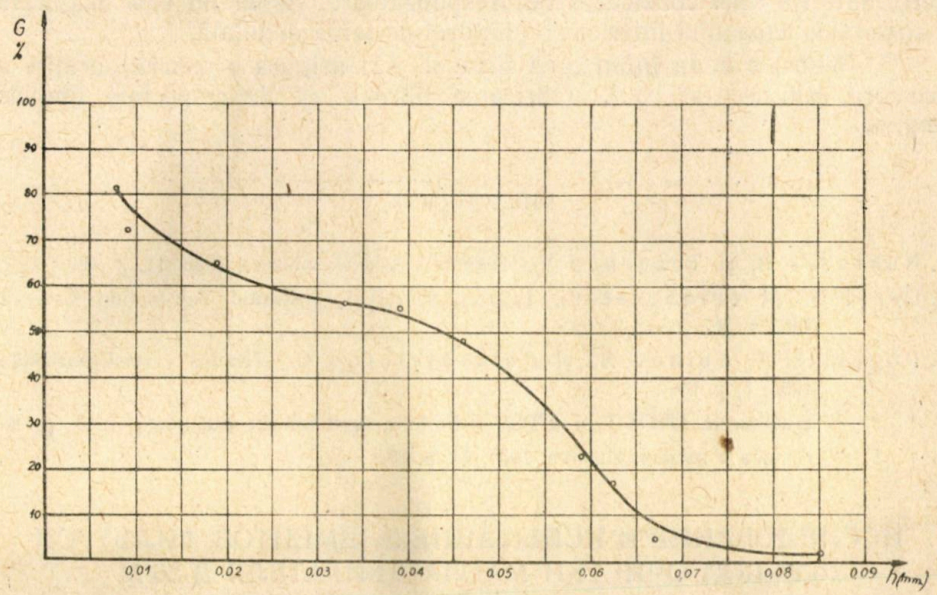


Fig. 4. Variația gradului de îmbîcsire funcție de înălțimea proeminențelor. Mărimea 65×40 mm. (micș. 3×).

se găsesc cu înălțimea proeminențelor mult sub limita admisă de 0,06 mm și unul singur peste valoarea de 0,09 mm. Acest lucru este scos în evidență în tabela 5.

În figura 4 s-a reprezentat variația gradului de înfundare al filtrelor după regenerare, în funcție de înălțimea proeminențelor.

CONCLUZII

Din studiile făcute rezultă că :

1. Elementele de filtrare grosieră a uleiului folosite pe motoarele D-36 M, din punct de vedere constructiv nu se încadrează în normele de construcție cu exclusivitate. Din numărul filtrelor studiate, numai 30% au înălțimea proeminenței cuprinsă între 0,06—0,09 mm, 5% au dimensiuni mai mari decît 0,09 mm iar 65% au dimensiunea proeminenței sub 0,06 mm.

2. Metodele de regenerare prin fierbere în soluții alcaline, spălarea cu motorină sub presiune în circuit direct, spălare cu benzină în circuit direct și invers nu dau rezultate satisfăcătoare.

BUDAPESTI MŰSZAKI KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

3. Metoda care dă rezultate, însă numai pentru filtrele care îndeplinesc condiţiile de construcţie impuse, este regenerarea prin fierbere pe cale electrolitică în soluţie alcalină.

4. Unele filtre permit trecerea uleiului nefiltrat spre magistrala de ungere, datorită unei construcţii necorespunzătoare. Astfel nu este asigurată etanşeitatea capacului interior cu cilindrul de tablă ondulată.

5. Pentru a evita înfundarea filtrelor şi a asigura o uşoară curăţire a acestora, este necesar ca la fabricarea filtrelor să fie respectate limitele impuse.

BIBLIOGRAFIE

1. Bahtadze B. şi Tcacenco V., Tehnica v selskohoziaistve, 1958, 11, p. 46.
2. Lepşi S. şi colaboratori, Lucrări ştiinţifice. Institutul Agronomic Craiova, 1963 v. V.
3. Pogorelîi I., Telnov N., şi Astavaţaturov G., Tehnica v selskohoziastve, 1961, 1, p. 69.
4. * * * Tractoarele UTOS-1 şi UTOS-2 Editura Agro-silvică Bucureşti, 1956, p. 40.
5. * * * Tehnica v selskohoziaistve, 1961, 11, p. 80.

ИССЛЕДОВАНИЕ И ИСПЫТАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ФИЛЬТРОВ ГРУБОЙ ОЧИСТКИ МАСЛА ДВИГАТЕЛЯ Д-36-М

(РЕЗЮМЕ)

При испытании элементов фильтров грубой очистки масла Д-36-М, установлено что промежуточный интервал для прохода масла между проволочными витками изменяется у разных фильтрирующих элементов от 0,0195 — до 0,107 мм (см. табл. 5.)

Методы восстановления пропускной способности совершенно забитых фильтров ; — кипячение в алкалинных растворах, — мойка дизильным топливом под давлением, не дали ожидаемых результатов для двигателя Д-35-М.

Пробовался метод электролитической мойки (см. рис. 2), в течении десяти минут при напряжении тока в 250 А, в электролите с следующим составом : 5% каустической соды и 0,5%, румынского жироочистителя (детержента) «албаперлон».

Получились хорошие результаты только при очистке элементов у которых проходное пространство между проволочными витками больше 0,06 мм (см. рис. 5).

Рекомендуется при производстве фильтрирующих элементов соблюдать оптимальное проходное пространство в следующих пределах: 0,06—0,09 мм.

STUDIEN UND UNTERSUCHUNGEN DER ELEMENTE FÜR GROBE FILTRATION DES ÖLES BEI DEM MOTOR D36M

(ZUSAMMENFASSUNG)

Bei Messungen der Elemente für grobe Filtration des Öles wurde beobachtet, dass der Abstand zwischen dem Draht der Umwicklungen von 0,0195 mm bis 0,107 mm ist (Tabela 5).

Die Reinigung der vollkommen verstopften Elemente versuchte man durch folgende Mittel: Durch Sieden in alkalinen Lösungen (Soda), durch Waschen unter Druck mit Gasöl, doch diese Mittel gaben keine zufriedenstellenden Ergebnisse.

Es wurde auch die Elektrolitische Reinigung (fig. 2), in einem Elektrolit mit 5% Soda (NaOH) und 0,5% Alba Perlan, 10 Minuten lang bei 250 A versucht. Die Ergebnisse waren aber nur bei den Elementen zufriedenstellend, bei denen der Abstand zwischen den Drahtspulungen grösser war als 0,06 mm (fig. 5).

Als Indikation für die Herstellung der Elemente ist der Abstand zwischen den Drahtspulungen von 0,06—0,09 mm gegeben.

ALEGEREA MĂRIMII UNGHIULUI DE AȘEZARE PENTRU CUȚITELE DISC PROFILATE *

DE

ROSINGER ȘT.

(Primită la redacție la data de 30. IV. 1964).

Unghiul de așezare α de pe porțiunile de tăiș extreme ale cuțitelor disc profilate se indică [3] să se ia mai mare decît la cuțitele normale, anume de 10 ... 12°. In acest fel, în cazurile cele mai frecvente, se asigură un unghi de așezare α_{xN} minim de 2 ... 3° chiar pentru porțiunea de tăiș, care lucrează în condițiile cele mai defavorabile [2]. Porțiunea respectivă se determină prin înclinarea $\varkappa$, pe care ea o are față de normala pe axa sculei.

Existența unghiurilor de așezare mari, prezintă însă dezavantaje, întrucît provoacă scăderea rezistenței sculei.

Lucrarea de față prezintă o metodă de stabilire a mărimii minime admisibile a unghiului de așezare, funcție de forma concretă pe care o prezintă tăișul profilat. Astfel se înlătură dezavantajele care provin din alegerea arbitrară a valorilor ridicate pentru α.

Valoarea lui α_{xN} se obține din relația :

$$\operatorname{tg}\alpha_{xN} = \operatorname{tg}\alpha_x \cdot \sin\varkappa \tag{1}$$

în care : α_x — unghiul de așezare dintr-un punct oarecare de pe porțiunea de tăiș determinată prin unghiul de înclinare $\varkappa$ — măsurat într-un plan perpendicular pe axa sculei ;

α_{xN} — unghiul de așezare din același punct, măsurat într-un plan normal pe proiecția porțiunii de tăiș pe planul de bază.

Valoarea lui α_x poate fi însă precizată funcție de parametri sculei și piesei supuse prelucrării [1] sub forma :

$$\sin\alpha_x = \frac{A \cdot R_e \cdot \sin(\alpha+\gamma) - r_t \cdot \sin\gamma \sqrt{R_x^2 - R_e^2 \cdot \sin^2(\alpha+\gamma)}}{R_x \cdot \sqrt{r_t \cdot \sin^2\gamma + A^2}} \tag{2}$$

în care :

$$A = -\sqrt{R_x^2 - R_e^2 \cdot \sin^2(\alpha+\gamma)} + R_e \cdot \cos(\alpha+\gamma) + r_t \cdot \cos\gamma \tag{3}$$

---

* Lucrare prezentată la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

γ este unghiul de degajare al cuțitului disc ;
R_e — raza exterioară a cuțitului disc ;
R_x — distanța punctului considerat de pe tăiș pînă la axa sculei ;
r_i — raza interioară a piesei supuse prelucrării.

Folosindu-ne de expresia (2), relația (1) devine :

$$\operatorname{tg}\alpha_{xN}=\frac{\sin\varkappa\left[A\cdot R_e\cdot\sin(\alpha+\gamma)-r_i\cdot\sin\gamma\cdot\sqrt{R_x^2-R_e^2\cdot\sin^2(\alpha+\gamma)}\right]}{\sqrt{R_x^2(r_i^2\cdot\sin^2\gamma+A^2)-\left[A\cdot R_e\cdot\sin(\alpha+\gamma)-r_i\cdot\sin\gamma\cdot\sqrt{R_x^2-R_e^2\cdot\sin^2(\alpha+\gamma)}\right]^2}} \tag{4}$$

sau notînd

$$A\cdot R_e\cdot\sin(\alpha+\gamma)-r_i\cdot\sin\gamma\cdot\sqrt{R_x^2-R_e^2\cdot\sin^2(\alpha+\gamma)}=B \tag{5}$$

obținem :

$$\operatorname{tg}\alpha_{xN}=\frac{B\cdot\sin\varkappa}{\sqrt{R_x^2(r_i^2\cdot\sin^2\gamma+A^2)-B^2}}. \tag{6}$$

Dacă punem condiția :

$$\alpha_{xN}=3^\circ$$

(valoarea minimă admisibilă a unghiului de așezare pentru o porțiune oarecare a tăișului), în acest caz din (6) obținem ecuația generală a profilului limită al cuțitului disc, anume :

$$\frac{B\cdot\sin\varkappa}{\sqrt{R_x^2\cdot(r_i^2\cdot\sin^2\gamma+A^2)-B^2}}-C=0 \tag{7}$$

în care : $C=\operatorname{tg}3^\circ$, iar A și B au semnificația de sus.

Pentru cazul particular al cuțitelor disc profilate cu unghi de degajare nul, $\gamma=0$, ecuația (7) ia forma :

$$\frac{R_e\cdot\sin\alpha\cdot\sin\varkappa}{\sqrt{R_x^2-R_e^2\cdot\sin^2\alpha}}-C=0 \tag{8}$$

sau dacă punem

$$\frac{R_x}{R_e}=k \tag{9}$$

rezultă :

$$\frac{\sin\alpha\cdot\sin\varkappa}{\sqrt{k^2-\sin^2\alpha}}-C=0. \tag{10}$$

Pentru rezolvarea rapidă a problemei alegerii mărimii unghiului de așezare α al unui cuțit disc cu un profil dat, redăm mai jos rezultatele calculelor numerice efectuate în baza expresiilor (7) și (10).

a) Cazul cuțitelor disc profilate cu unghi de degajare nul, $\gamma=0$.

Dacă ne referim la un caz concret cu α dat, din (10) se poate explicita $\varkappa$ sub forma :

$$\sin^2\varkappa=\frac{C^2}{C_1^2}\cdot k^2-C^2 \tag{11}$$

în care : $C_1=\sin\alpha$.

Dacă avem în vedere variațiile posibile ale lui α între 6 . . . 12° — funcție de cazurile uzuale ale practicii — atunci cel de-al doilea termen din partea dreaptă a egalității (11) se va putea neglija ca fiind de mărime neînsemnată în raport cu primul termen. Obținem în acest fel :

$$\sin\varkappa=\frac{C}{C_1}\cdot k. \tag{12}$$

Întrucît însă pentru unghiurile mici se poate scrie proporționalitatea dintre mărimea unghiului și sinusul acestuia, se ajunge la expresia de aproximare :

$$\varkappa=\frac{C}{C_1}\cdot k \tag{13}$$

ceea ce indică variația liniară a lui $\varkappa$ funcție de k.

Efectuînd calculele în baza relației (10) obținem datele redate în tabela 1.

Tabela 1

$\gamma=0°$		k					
	$\alpha°$	1	0 9	0,8	0,7	0,6	0,5
		$\varkappa$					
	12	14° 11′	12° 42′	11° 10′	9° 40′	8° 7′	6° 33′
	10	17° 16′	15° 27′	13° 38′	11° 47′	10°	8° 8′
	8	21° 51′	19° 31′	17° 14′	14° 53′	12° 40′	10° 26′
	6	29° 50′	26° 38′	23° 23′	20° 19′	17° 13′	14° 8′

Valorile tabelare transpuse în grafic se prezintă în fig. 1.

Graficul obținut confirmă legitimitatea aproximării făcute la obținerea relației (13).

În baza valorilor din tabela 1 putem reda conturul profilului limită al cuțitului disc (fig. 2). În figură se redau contururile corespunzătoare diferitelor mărimi ale lui α cuprinse între valorile sale uzuale.

Pentru a cunoaște mărimea unghiului de așezare α cu care trebuie să fie prevăzut un anumit cuțit disc, va fi suficient să redăm profilul cuțitului la scara figurii 2 și să urmărim care contur de pe figură cuprinde profilul sculei.

Remarcăm faptul că în acest caz, cînd unghiul de degajare al sculei este nul $\gamma=0$, graficele din fig. 1 și fig. 2 își păstrează valabilitatea pentru orice situație concretă, indiferent de dimensiunile cuțitului disc și ale piesei care se prelucrează.

b) Cazul cuțitelor disc profilate cu unghi de degajare diferit de zero, $\gamma \neq 0$.

După cum se vede din ecuația (7) în acest caz, va trebui să ne referim la dimensiunile concrete ale sculei și ale piesei ce se prelucrează.

Luînd, spre exemplu, un cuțit disc profilat cu $R_e = 30$ mm care prelucrează o piesă cu raza minimă a porțiunii profilate de $r_1 = 10$ mm, pentru diferite valori ale lui γ și α obținem datele trecute în tabela 2.

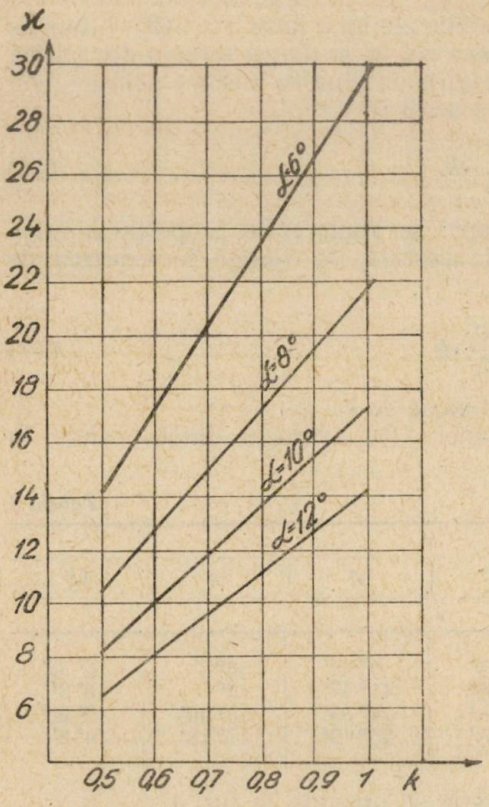


Fig. 1. Variația unghiului admisibil de înclinare al tăișului ($\varkappa$) funcție de raportul dintre distanța porțiunii de tăiș la axa sculei și raza exterioară a sculei (k).

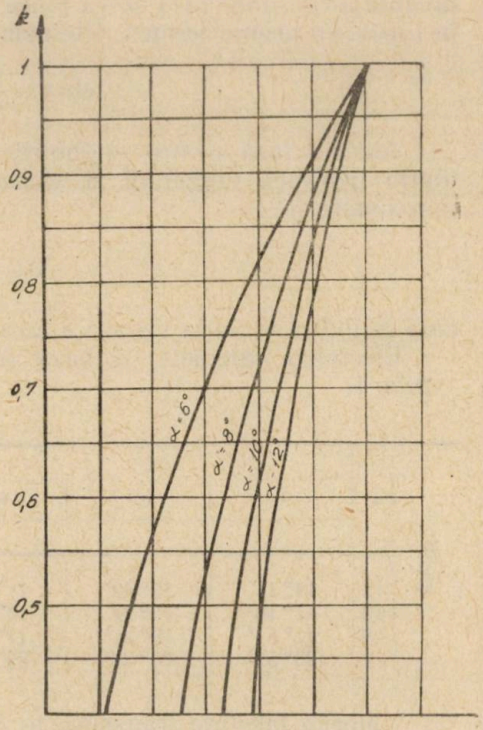


Fig. 2. Profilele limită ale cuțitelor disc profilate cu unghi de degajare nul ($\gamma = 0$).

Analiza ecuației (7) și a datelor din tabelă permit să tragem unele concluzii:

1. Unghiul de înclinare limită $\varkappa$ permis de condiția asigurării lui $\alpha_{xN} = 3°$, pentru punctul extrem al profilului caracterizat prin $R_x = R_e$, are o valoare independentă de mărimea unghiului de degajare γ și depinde numai de mărimea unghiului de așezare. Acest lucru rezultă din următoarele:

Pentru cazul $R_x = R_e$ avem:

— în baza relației (3)

$$A = r_1 \cos \gamma \qquad (14)$$

Tabela 2

$\gamma°$	$\alpha°$	R_x mm 30	28	26	24	22	20
		$\varkappa°$					
10	10	17° 16′	13° 2′	10° 33′	8° 36′	7° 19′	6° 8′
	8	21° 51′	15° 30′	12° 28′	10° 1′	8° 25′	7° 10′
	6	29° 50′	19° 28′	14° 39′	12° 15′	10° 7′	9° 2′
20	10	17° 16′	10° 25′	7° 30′	5° 50′	4° 48′	3° 37′
	8	21° 51′	11° 42′	9° 22′	6° 40′	5° 15′	4° 9′
	6	29° 50′	14° 43′	10° 7′	7° 41′	6° 30′	4° 49′
30	10	17° 16′	8° 36′	5° 25′	4°	2° 37′	1° 30′
	8	21° 51′	9° 42′	6° 20′	4° 29′	3° 13′	2° 1′
	6	29° 50′	11° 22′	7° 10′	4° 53′	3° 42′	2° 31′

— în baza relației (5), ținînd cont de (14)

$$B = r_i R_e \cdot \sin\alpha \qquad (15)$$

care introduse în (7) ne dau :

$$\frac{r_i \cdot R_e \cdot \sin\alpha \cdot \sin\varkappa}{\sqrt{R_e^2 (r_i^2 \cdot \sin^2\gamma + r_i^2 \cdot \cos^2\gamma) - r_i^2 \cdot R_e^2 \cdot \sin^2\alpha}} - C = 0$$

sau

$$\frac{\sin\alpha \cdot \sin\varkappa}{\cos\alpha} - C = 0$$

respectiv :

$$\sin\varkappa \cdot \operatorname{tg}\alpha - C = 0. \qquad (16)$$

Această ecuație exprimă că pentru punctul la care ne referim, pentru care $R_x = R_e$, $\varkappa$ devine funcție numai de α.

Valorile lui $\varkappa$ pentru aceste puncte de profil, se redau și grafic în fig. 3, în conformitate cu (16).

2. Pentru un cuțit disc profilat avînd un anumit diametru la aceleași valori ale unghiului de așezare α, valorile lui $\varkappa$ vor putea să fie cu atît mai reduse cu cît mai mare este unghiul său de degajare γ și cu cît mai mare este diferența $R_e - R_x$

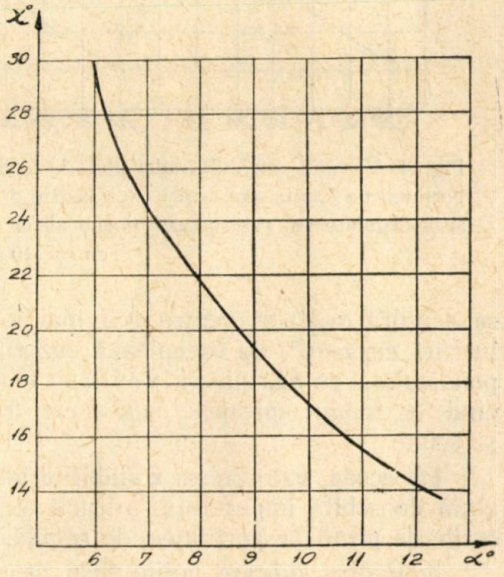


Fig. 3. Valorile unghiului admisibil de înclinare al tăișului ($\varkappa$) funcție de unghiul de așezare (α) pentru punctul extrem al tăișului sculei.

Astfel pentru cazul unui cuțit disc profilat cu $R_e = 30$ mm care prelucrează o piesă cu $r_i = 10$ mm, în baza datelor din tabela 2, rezultă situația redată în fig. 4.

Se observă că prin micșorarea lui R_x, $\varkappa$ scade foarte repede, iar în cazul cuțitelor cu unghi de degajare mare $\gamma = 20 \ldots 30°$, el devine atît de mic că

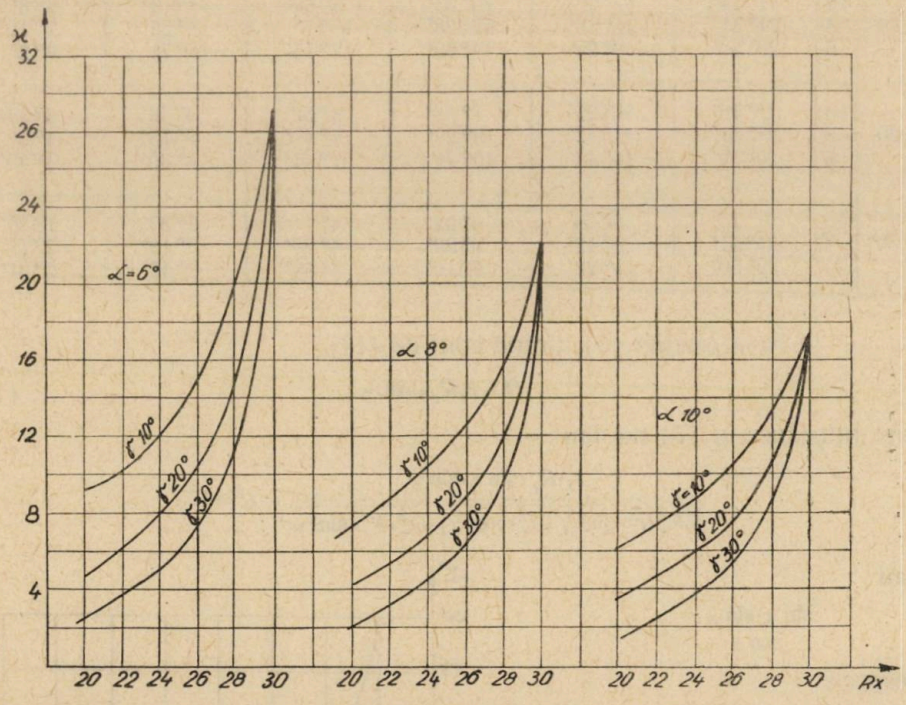


Fig. 4. Variația unghiului admisibil de înclinare al tăișului ($\varkappa$) funcție de distanța porțiunii de tăiș la axa sculei (R_x) pentru diverse valori ale unghiului de așezare (α) și de degajare (γ) pentru cazul unei scule cu raza $R_e = 30$ mm care prelucrează o piesă cu $r_i = 10$ mm.

se asigură $\alpha_{xN} \geqslant 3°$ pentru cea mai mare parte a profilelor uzuale, chiar lucrînd cu $\alpha = 6°$. Se exceptează cazurile cînd porțiunea de profil este perpendiculară pe axa piesei, $\varkappa = 0$ sau foarte apropiată de o asemenea poziție, cînd se impun măsurile cunoscute de micșorare a frecării dintre piesă și sculă.

De aceea, valorile lui $\varkappa$ stabilite pentru $R_x = R_e$ și redate în fig. 3 prezintă deosebită importanță, întrucît ele indică cît de pronunțate pot fi trecerile de profil pe porțiunea, de regulă, cea mai periclitată a tăișului sculei.

3. Pentru diferite cuțite disc profilate se pot construi în baza relației (7) contururile profilului limită ale sculei. Astfel pentru cazul calculat în tabela 2, rezultă profilul limită din fig. 5.

Alegerea unghiului de așezare α pentru un cuțit disc profilat cu $R_e = 30$ mm se va putea face cu suficientă aproximație în baza reprezentării din fig. 5 și pentru cazurile cînd $r_i \neq 10$ mm. Deplasarea profilului limită, funcție de mărimea lui r_i este redusă.

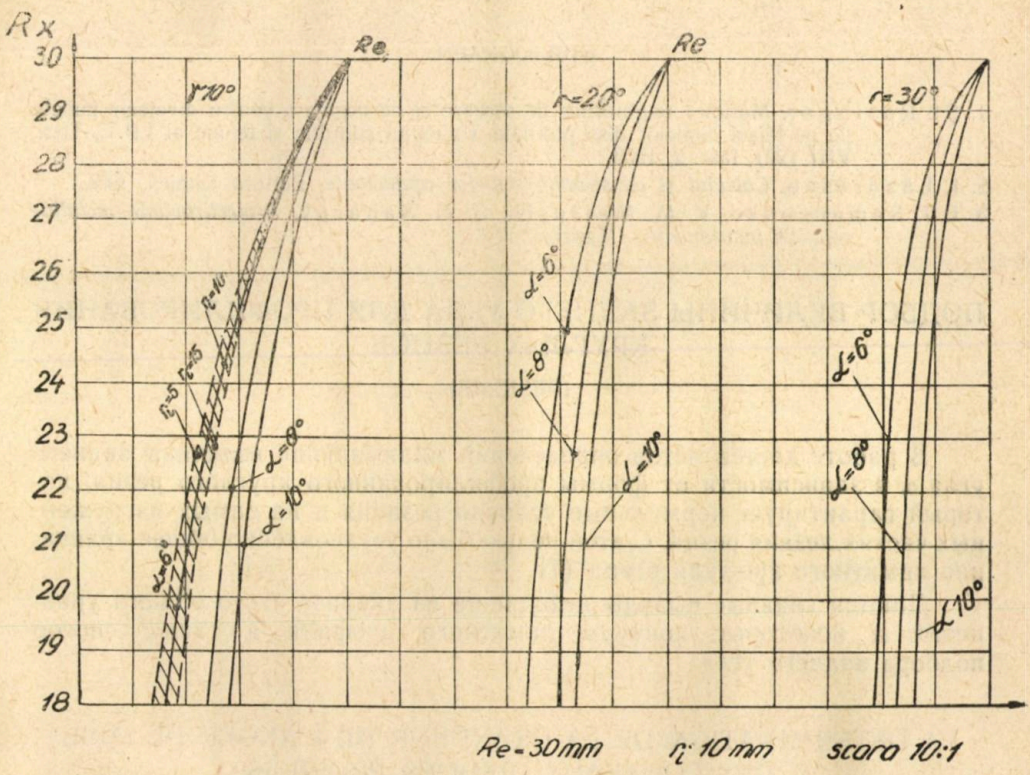


Fig. 5. Profilele limită ale cuțitelor disc cu unghiul de degajare diferit de zero ($\gamma \neq 0$) pentru cazul unei scule cu raza $R_e = 30$ mm, care prelucrează o piesă cu $r_i = 10$ mm.

Astfel, pentru cuțitul disc profilat cu $R_e = 30$ mm, $\alpha = 6°$ și $\gamma = 10°$ valorile lui x pentru diverse mărimi ale lui r_i sînt redate în tabela 3. De asemenea, în fig. 5 se redă prin zona hașurată cîmpul de variație al profilului limită pentru intervalul $r_i = 5 \ldots 15$ mm.

Tabela 3

r_i mm	R_x mm					
	30	28	26	24	22	20
	$x°$					
5	29° 50′	17° 7′	13° 2′	10° 42′	9° 8′	7° 58′
10	29° 50′	19° 28′	14° 39′	12° 15′	10° 7′	9° 2′
15	29° 50′	20° 45′	16° 7′	13°	10° 48′	8° 48′

Rezultă deci, că folosindu-ne de cîteva profile limită — construite pentru valorile uzuale ale diametrelor și unghiurilor de degajare ale cuțitelor disc profilate — putem rezolva rapid alegerea corectă a mărimii unghiului de așezare pentru oricare caz al prelucrărilor cu aceste scule.

BIBLIOGRAFIE

1. Șt. Rosinger, Mărimea unghiurilor de așezare și de degajare pentru diversele puncte de pe tăișul cuțitelor disc profilate. Buletinul științific și tehnic al I.P.T., Tom. VIII (22), fasc. 2, 1963.
2. I. Lăzărescu, *Calculul și construcția sculelor aschietoare*, Editura tehnică, 1961.
3. I. I. Semencenko, V. M. Matiușin, G. N. Saharov, *Proiectirovanie metallorejuščih instrumentov*, Mașghiz, 1962.

ПОДБОР ВЕЛИЧИНЫ ЗАДНЕГО УГЛА ДЛЯ ПРОФИЛИРОВАНИЯ КРУГЛЫХ РЕЗЦОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе дается метод определения минимальной величины заднего угла α в зависимости от формы профилированного круглого резца, который гарантирует нормальные условия резания и на самых нагруженных частях лезвия резца. С этой целью было установленно общее уравнение лимитного профиля резца (7).

Даются главные выводы исходящие из анализа этого общего уравнения и некоторые контуры лимитного профиля а также способ подбора заднего угла.

LA DÉTERMINATION DE LA GRANDEUR DE L'ANGLE DE MISE DES COUTEAUX DISQUES PROFILÉS

(RÉSUMÉ)

Le travail présente une methode pour la détermination de la grandeur de l'angle de mise α, en fonction de la forme du couteau disque profilé, laquelle assure les conditions normales pour la coupe et pour les portions de tranchant les plus difficiles.

Pour solutionner la problème en établie l'équation générale du profil limite des couteaux (7).

On présente les principales conclusions de l'analyse de cette equation et quelque contours des profiles limites et la modalité de la détermination de l'angle de mise.

DATE COMPARATIVE PRIVIND PUTERILE NECESARE LA ȘLEFUIREA OȚELURILOR DE DURITATE REDUSĂ PENTRU CAZURILE DEBITĂRII LICHIDULUI DE RĂCIRE DIN EXTERIOR ȘI PRIN PORII SCULEI ABRAZIVE *

DE

SAVII GH., ROSINGER ȘT., MICȘA I.

Lucrarea a avut ca scop să stabilească valorile comparative ale puterilor efective necesitate la prelucrarea oțelurilor de duritate redusă (pînă la HB 350) cu discuri abrazive folosind într-un caz răcirea din exterior, iar în celălalt caz lichidul fiind debitat prin porii discului abraziv.

CONDIȚIILE ÎNCERCĂRII

1. Materialele asupra cărora s-au făcut încercările au fost oțeluri netratate termic, cu durități de 96—340 HB.

Epruvetele folosite au avut forma cilindrică cu diametru ϕ 32 mm, lungimea între vîrfuri 120 mm.

2. Discul abraziv a avut următoarele caracteristici: Electrocorindon 98 cu liant ceramic, granulația 80, duritatea Q: dimensiuni $300\times30\times127$ din fabricația curentă a uzinei Carbochim, Cluj, conform STAS 4593-59.

3. Mașina de rectificat rotund tip KU 250/750, fabricația R.P. Ungară.

4. La încercări s-a folosit următorul regim de așchiere:

— viteza periferică a discului 30 m/s;
— avansul circular al piesei 20 m/min;
— avans longitudinal $s=0{,}4$ B;
— debitul lichidului de răcire 10 l/min;
— ca parametru variabil la efectuarea experiențelor s-a admis adîncimea de așchiere.

5. Măsurătorile s-au efectuat cu o trusă watmetrică, clasa de precizie 0,5, folosind metoda celor 2 Wattmetre pentru consumul de putere. Puterile efective s-au obținut ca diferențe între puterea total consumată de motorul electric în proces și puterea de mers în gol.

---

* Lucrare prezentată la a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Pentru realizarea debitării lichidului de răcire prin porii discului abraziv [1], [2], [3] s-a realizat sistemul prezentat în fig. 1.

Discul abraziv (*1*) este fixat pe corpul cu flanșă (*2*) și strîns prin intermediul flanșei (*3*) de capacul filetat (*4*).

Lichidul pompat înspre sculă pătrunde axial în cavitatea din capacul (*4*) iar de acolo prin intermediul canalelor înclinate (*5*) pătrunde în spațiul inelar (*6*) de unde datorită forței centrifuge se expulsează prin porii discului. Pentru a facilita trecerea lichidului în spațiul (*6*), canalelor (*5*) li s-a dat înlinare și în sensul rotirii discului abraziv.

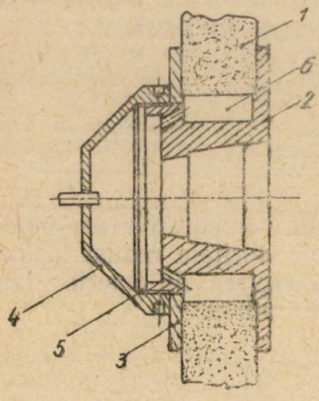


Fig. 1. Sistemul de fixare a discului abraziv pentru debitarea lichidului prin pori.

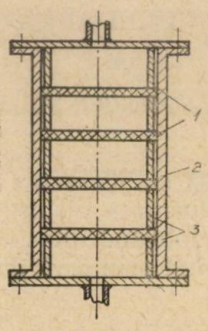


Fig. 2. Filtrul suplimentar pentru lichidul de răcire.

Prin acest sistem am reușit să asigurăm o uniformizare satisfăcătoare a trecerii lichidului pe toată lățimea discului abraziv.

Lichidul de răcire folosit a fost un amestec de apă cu 10% emulsol.

Pentru evitarea astupării porozităților discului, prin impuritățile mecanice (așchii, granule de abraziv) conținute de lichidul folosit, am prevăzut pe lîngă sistemul de decantare și filtru grosier al mașinii, un filtru suplimentar.

Construcția filtrului bazată pe un sistem de filtre mecanice succesive se arată în fig. 2.

Elementele de filtrare (*1*) au fost constituite din vată de sticlă cu o grosime de 10 mm, fixate între plase de sîrmă, așezate în corpul (*2*) poziția lor fiind asigurată de inele de distanțare (*3*).

Încercările efectuate privesc studierea comparativă a puterilor efective de așchiere, privind două aspecte și anume :

1. Sub influența adîncimii de așchiere.
2. Sub influența duratei procesului de așchiere.

Încercările în toate cazurile s-au efectuat asupra acelorași oțeluri, cu durități diferite, variind între limitele sus arătate.

1. VALORILE COMPARATIVE ALE PUTERILOR EFECTIVE DE AȘCHIERE, FUNCȚIE DE ADINCIMEA DE AȘCHIERE

Rezultatele măsurătorilor care se redau în cadrul lucrării reprezintă valorile medii ale indicațiilor obținute pentru încercări identice și repetate de minimum 3 ori. Indicarea numai a valorilor medii o facem ținînd cont de dispersia restrînsă a datelor măsurătorilor.

Funcție de diverse adîncimi de așchiere și duritatea materialului puterile efective necesitate la așchiere se prezintă în diagramele din fig. 3.

Măsurarea puterii efective s-a făcut la prima trecere a discului abraziv, după realizarea adîncimii de așchiere prin sistemul automat al mașinii.

În literatura de specialitate [4] se indică pentru calculul puterilor efective pentru cazul răcirii din exterior relația

$$Nd = \frac{Pz \cdot Vd}{102}. \tag{1}$$

În care valoarea lui Pz este dată de

$$Pz = \frac{C}{60^{1-\mu}} s^m e^{-r} \cdot t^{1-\frac{\mu}{2}} \left(\frac{d \cdot D}{d+D}\right)^{\frac{\mu}{2}} \left(\frac{Vp}{Vd}\right)^{1-\mu}. \tag{2}$$

Ținînd cont de faptul că în seria noastră de încercări am variat numai adîncimea de așchiere menținînd constant tot restul factorilor, puterea efectivă va putea să fie pusă sub forma

$$Nd = C_1 t^{1-\frac{\mu}{2}} = C_1 \cdot t^{x_{Nd}} \tag{3}$$

Variațiile de puteri redate, măsurate și prezentate prin graficul din fig. 3 corespund cu o abatere de sub 5% celor care rezultă conform unei ecuații de forma (3).

Notăm că în literatură [4] se indică valori ale lui μ numai pentru materiale dure; în care caz $\mu = 0{,}3 \ldots 0{,}6$, respectiv exponentul lui t; $x_{Nd} = 0{,}7 \ldots 0{,}85$. În baza determinărilor făcute prin încercările noastre rezultă pentru cazul materialelor moi că valorile exponentului lui t variază între $0{,}9 \ldots 1{,}14$.

Variația puterii efective și pentru cazul răcirii prin porii discului are forma asemănătoare cu (3) exponentul adîncimii de așchiere variind în acest caz între $0{,}86 \ldots 1{,}21$, prin urmare între intervalul de valori mai larg decît în cazul răcirii exterioare.

În ce privește mărimea puterilor efective pentru aceleași regimuri de prelucrare, dar pentru cele două moduri de răcire diferite, literatura de specialitate [1], [3] furnizează date pentru cazul prelucrării materialelor dure din care rezultă avantajele răcirii prin porii discului abraziv. Măsurătorile efectuate de noi pentru cazul prelucrării materialelor moi indică o situație chiar inversă, adică puteri efective necesare mai mari cu pînă la 10% la răcire prin porii discului decît la răcire prin exterior. Se constată totodată că prin creșterea adîncimii de așchiere și a durității materialului care se prelucrează, diferențele devin din ce în ce mai mici.

Prelucrarea se realizează cu puteri efective aproximativ identice pentru oțeluri cu duritatea în jur de 230 HB.

Considerăm că valorile de putere reduse la prelucrarea materialului cu HB 207 se datoresc faptului că caracteristicile sculei abrazive folosite corespund cel mai bine plasticității acestui material.

Creșterile mai mari s-au obținut la prelucrarea materialelor de duritate mai ridicată.

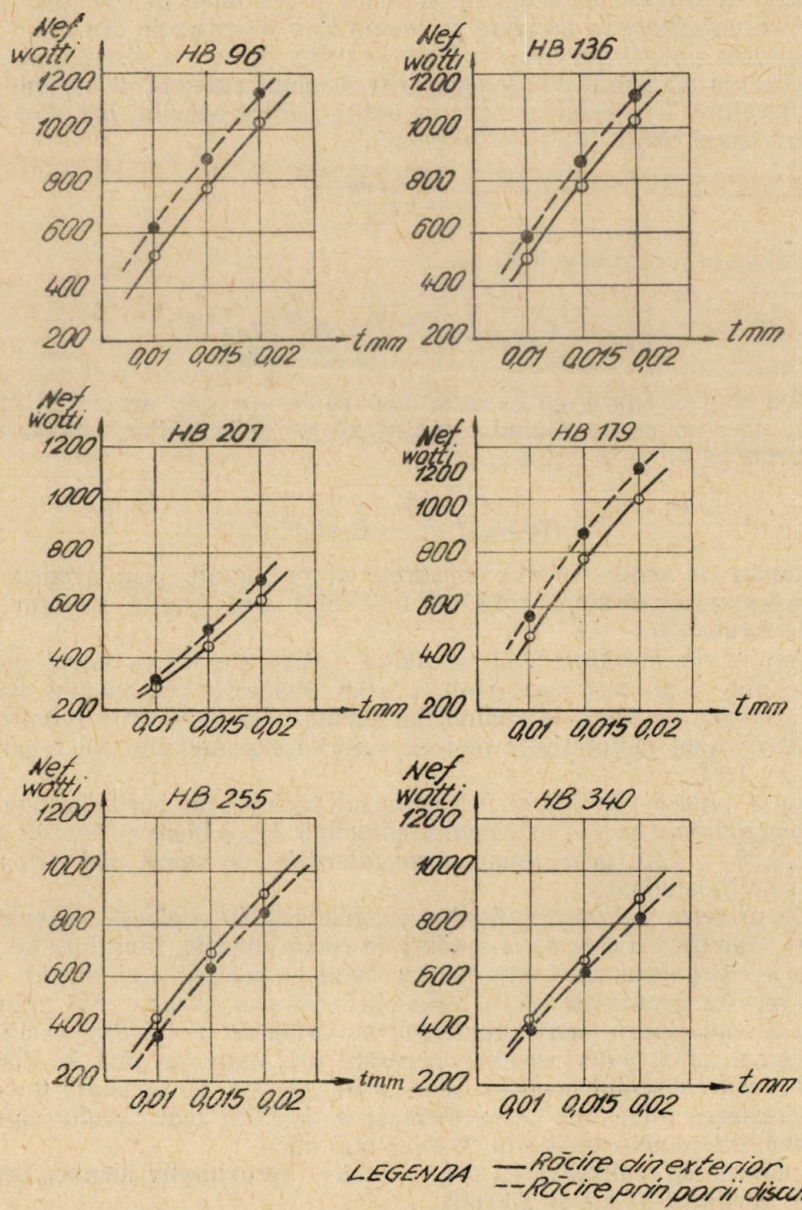


Fig. 3. Diagramele puterilor efective de aşchiere, funcţie de diverse adîncimi de aşchiere şi durităţi de materiale.

2. VALORILE COMPARATIVE ALE PUTERILOR EFECTIVE DE AŞCHIERE FUNCŢIE DE DURATA PROCESULUI DE AŞCHIERE

Încercările făcute s-au executat în condiţiile asigurării pătrunderii transversale a discului abraziv la fiecare capăt de cursă. Aceste condiţii de lucru au determinat creşterea secţiunii aşchiilor la începutul prelucrării. Ulterior se manifestă un proces stabilizat, sistemul tehnologic elastic primind deformaţia elastică corespunzătoare forţelor maxime de aşchiere.

Rezultatele măsurătorilor pentru diferite durităţi de oţeluri şi adîncimi de aşchiere de 0,005 mm se prezintă în diagramele din fig. 4.

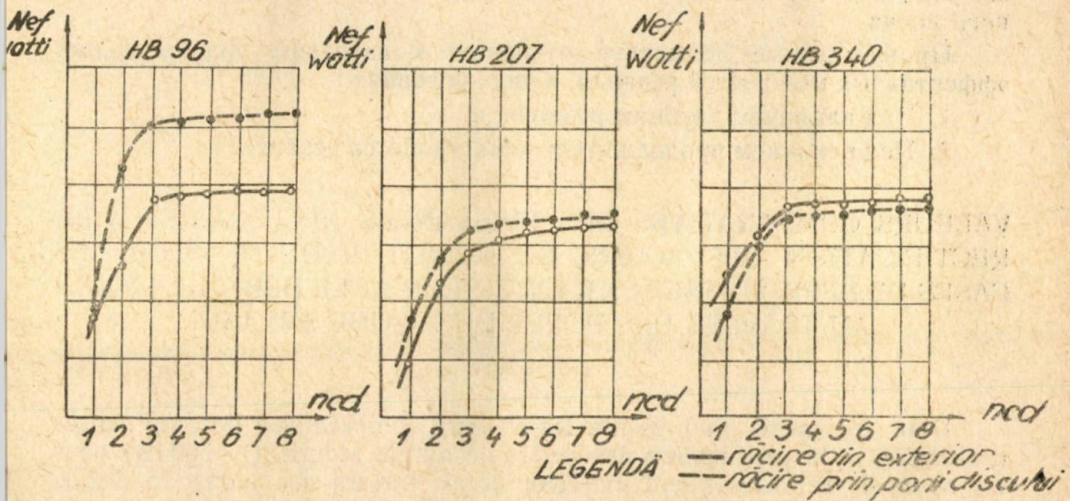


Fig. 4. Diagramele puterilor efective de aşchiere funcţie de durata procesului de aşchiere.

Se observă că în cazul materialelor moi intervine o stabilizare foarte rapidă a regimului de lucru.

Se constată de asemenea că curbele ce indică puterile efective pentru cele două cazuri de răcire îşi păstrează în timp poziţia relativă, iar odată cu mărirea durităţii materialului puterile efective în perioada de stabilizare a procesului, devin aproximativ de aceeaşi valoare.

BIBLIOGRAFIE

1. G. V. Bokuciova, *Slifovanie metallov s podacei ohlajdaivşcei jidcosti skvozi şlifovalnii krug*, Maşghiz 1959.
2. H. Weber, Zweistoff — Zweiweg — Kühlung ITO — Karl Marx-Stadt.
3. Schirlitz, Zweistoff — Zweiweg — Kühlung beim Schleifen von Metallen. ITO — Karl Marx-Stadt.
4. Duca Zoltan, *Aşchierea metalelor*, Tipografia Invăţămîntului, Bucureşti, 1957.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К НЕОБХОДИМЫМ МОЩНОСТЯМ ПРИ ШЛИФОВАНИИ СТАЛЕЙ МАЛОЙ ТВЕРДОСТИ ДЛЯ СЛУЧАЕВ ПОДАЧИ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ СНАРУЖИ И СКВОЗЬ ПОРЫ АБРАЗИВНОГО ДИСКА

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются в сравнительней форме расходы эффективной мощности шлифования, в случае шлифовки стали малой твердости (до 350 HB) для случаев наружного охлаждения и сквозь поры шлифовочного диска.

Произведенные испытания относятся к изучению сравнительных эффективных мощностей резания, в двух условиях :

1. Под влиянием глубины резания, и
2. Под влиянием продолжительности процесса резания.

VALEURS COMPARATIVES DES PUISSANCES NÉCESSAIRES À LA RECTIFICATION DES ACIERS DE DURETÉ RÉDUITE POUR LES CASES DE REFROIDISSEMENT, ÉXTERIEUR ET LE DÉBIT DE LIQUID AU TRAVÈRS DES PORES DU DISQUE ABRASIF

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on présente les valeurs comparatives des puissances necessaires à la réctification des aciers de dureté reduite (<350 HB) pour les cases de refroidissement éxterieur et au travèrs des pores du disque abrasif.

On présente les valeurs comparatives des puisances, en fonction de :

1) la profondeur de coupe
2) la durée du processus de la rectification.

STABILIREA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL LA DEPLASAREA IN GOL A TRACTORULUI U-650 *

DE

TECUȘAN N., ȘANDRU A., POPESCU M., ȘTEFAN CONST., COSMA I., ILIE E., NIȚĂ I.

Dezvoltarea continuă a industriei de tractoare în țara noastră a făcut posibilă înzestrarea agriculturii cu o bază energetică modernă și puternică, capabilă să satisfacă cele mai exigente cerințe privind executarea la timp și în bune condiții a lucrărilor agricole.

Începînd din anul 1963 unitățile agricole socialiste din țara noastră au fost dotate cu tractorul Universal-650, care prezintă indici de exploatare ridicați în comparație cu celelalte tractoare cuprinse în sistema de mașini agricole.

Gama mare de lucrări agricole la care poate fi folosit acest tractor, impune ca pe lîngă studiul condițiilor de folosire cu diferite agregate, să se analizeze și anumiți indici la deplasarea în gol, în scopul stabilirii căilor care îi pot asigura economicitatea maximă ținînd seama că pe raza de activitate a fiecărei unități agricole tractoarele execută multe deplasări în gol.

Astfel cunoașterea consumului de combustibil pentru deplasarea în gol, contribuie la o justă normare a consumurilor specifice pe diferite categorii de drumuri și terenuri agricole.

In acest scop s-au făcut determinări privind consumul de combustibil al tractorului Universal-650 la deplasarea în gol în toate treptele de viteze, pe următoarele categorii de drumuri :

— drum cu asfalt ;
— drum de țară bătătorit ;
— drum cu piatră de rîu ;
— drum situat în rampă pînă la 8°.

Incercările au fost efectuate cu pîrghia de accelerație în poziția de debit maxim.

Rezultatele încercărilor sînt prezentate în tabela 1.

Din datele cuprinse în tabelă rezultă că la deplasarea tractorului pe aceeași categorie de drum, consumul orar de combustibil crește odată cu creșterea vitezei de deplasare. Aceasta se datorește faptului că pe măsură

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

Tabela 1

	Drum cu asfalt					Drum de ţară bătătorit					Drum cu piatră de rîu					Drum în rampă				
	Consumul de combustibil, în kg/100 km	Consumul de combustibil, în l/100 km	Consumul de combustibil, în kg/h	Consumul de combustibil, în l/h	Viteza de deplasare, în km/h	Consumul de combustibil, în kg/100 km	Consumul de combustibil, în l/100 km	Consumul de combustibil, în kg/h	Consumul de combustibil, în l/h	Viteza de deplasare, în km/h	Consumul de combustibil, în kg/100 km	Consumul de combustibil, în l/100 km	Consumul de combustibil, în kg/h	Consumul de combustibil, în l/h	Viteza de deplasare, în km/h	Consumul de combustibil, în kg/100 km	Consumul de combustibil, în l/100 km	Consumul de combustibil, în kg/h	Consumul de combustibil, în l/h	Viteza da deplasare, în km/h
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Treapta înceată	157,5	185,5	4,42	5,2	2,8	166,8	196,8	4,47	5,26	2,68	173	203	4,55	5,35	2,63	206,2	243,0	5,25	6,18	2,54
	101	118,5	4,54	5,34	4,5	106	124,8	4,575	5,38	4,31	109,4	129	4,62	5,44	4,22	131,5	155,0	5,40	6,36	4,1
	73,5	86,5	4,55	5,36	6,2	74,3	87,1	4,60	5,41	6,20	79,4	93,4	4,80	5,65	6,05	96,5	113,5	5,5	6,47	5,7
	56,1	66,0	4,63	5,45	8,27	59,6	71,5	4,72	5,67	7,93	61,8	73	4,85	5,71	7,84	73,6	86,7	5,60	6,6	7,61
	25,9	30,5	5,00	5,87	19,5	26,45	31,2	5,15	6,06	19,45	26,8	31,6	5,20	6,13	19,4	33,9	40	6,15	7,24	18,1
Treapta rapidă	119,1	121	4,25	5,00	4,15	109	128,2	4,5	5,3	4,13	120	141	4,67	5,49	3,89	140	165	5,33	6,27	3,8
	70,08	80	4,52	5,32	6,65	68,5	82,3	4,61	5,43	6,60	69,4	81,7	4,75	5,59	6,85	92,5	109	5,55	6,54	6,0
	51,95	58	4,65	5,45	9,35	51	60,2	4,69	5,52	9,20	55	64,6	4,86	5,72	8,86	66,4	78,2	5,65	6,65	8,51
	45,75	46	4,70	5,62	12,2	39,2	46,2	4,76	5,61	12,15	41	48,4	4,9	5,76	11,93	50,5	59,4	5,72	6,74	11,32
	19,78	23	5,71	6,64	28,8	21,12	25,3	6,05	7,12	28,40	21,60	25,4	6,05	7,12	28,10	25,6	30	6,9	8,12	26,93

ce crește viteza de deplasare, puterea folosită pentru autodeplasarea tractorului se mărește. De asemenea se constată o variație a consumului orar în funcție de categoria de drum.

Acesta crește pe măsură ce coeficientul de rezistență la rostogolire a drumului se mărește. Analitic acest lucru se explică cu ajutorul relației :

$$P_{e_g} = \frac{f \cdot G \cdot n \cdot r}{716{,}2 \cdot \eta_m \cdot i_T} + \frac{F_a \cdot V}{270 \cdot \eta_m} + \frac{G \cdot V \cdot a}{g \cdot 270\, \eta_m}; \quad \text{CP} \qquad (1)$$

unde : P_{e_g} — puterea folosită la deplasarea în gol, în CP ;
f — coeficientul de rezistență la rostogolire ;
G — greutatea tractorului, în kg ;
n — turația arborelui motor, în rot/min ;
r — raza activă a roților motoare, în m ;
η_m — randamentul mecanic al transmisiei ;
i_T — raportul total de transmitere ;
V — viteza de deplasare, în km/h ;
a — accelerația, în m/s² ;
g — accelerația datorită gravitației, m/s².

Deoarece viteza de deplasare a tractorului $V < 30$ km/h, termenul al doilea din relație se neglijează. De asemenea pentru lungimea drumului de încercare, viteza de deplasare fiind constantă, accelerația $a = 0$.

Rezultă că puterea consumată pentru autodeplasarea tractorului este influențată numai de raportul de transmitere i_T, în cazul deplasării pe aceeași categorie de drum și de coeficientul de rezistență la rostogolire f la trecerea de pe o categorie de drum pe alta.

Variația consumului orar de combustibil G_{h_T} în funcție de viteză este reprezentată în fig. 1, din care rezultă că la deplasarea pe drum orizontal consumul de combustibil în funcție de categoria de drum înregistrează creșteri neînsemnate, ajungînd la valoarea maximă de 400 grame pe oră, corespunzător vitezei de deplasare 28,1 km/h.

Variația în limitele mici ale consumului de combustibil între categoriile de drum se poate explica analitic folosind relația :

$$P_{e_g} = \frac{F_r \cdot n \cdot r}{716{,}2\, \eta_m \cdot i_T} \pm \frac{\Delta F_r \cdot n \cdot r}{716{,}2\, \eta_m \cdot i_T} \mp \frac{G \cdot V \cdot a}{g \cdot 270 \cdot \eta_m}; \quad \text{CP} \qquad (2)$$

unde :
$F_r = fG$, reprezintă forța de rezistență la rostogolirea tractorului, în kgf ;
ΔF_r — variația forței F_r datorită neregularităților drumului, în kgf.

In relația 2 termenul al doilea exprimă variația puterii efective utilizată pentru învingerea neregularităților drumului, iar termenul al treilea exprimă variația puterii datorită forțelor de inerție.

Deoarece la mărirea forței F_r cu ΔF_r, accelerația capătă valori negative și respectiv la micșorarea forței F_r cu ΔF_r, accelerația are valori pozitive,

ultimii doi termeni din relaţia 2 se influenţează reciproc iar cînd au valori egale se anulează.

Deşi consumul orar de combustibil creşte odată cu creşterea vitezei, totuşi consumul la 100 km se micşorează.

Astfel pe un drum cu asfalt, la o creştere a vitezei de aproximativ 7 ori (în treapta *V* de viteze faţă de treapta *I*) consumul de combustibil pe 100 km scade corespunzător de aproximativ 6,1 ori.

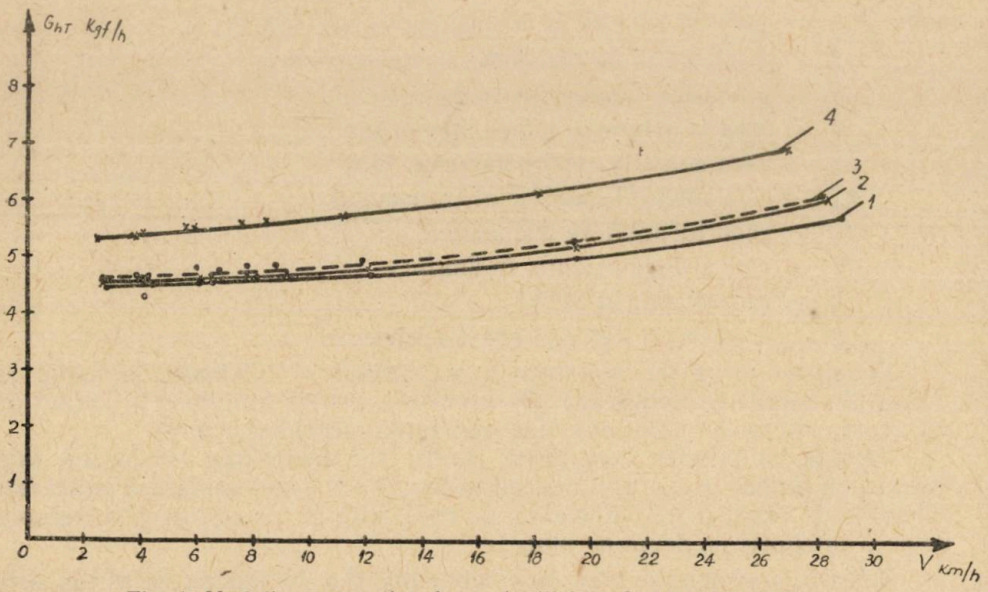


Fig. 1. Variaţia consumului de combustibil în funcţie de viteză:
1 — drum cu asfalt; *2* — drum de ţară; *3* — drum cu piatră de rîu; *4* — drum în rampă pînă la 8°.

Acest lucru reiese din fig. 2 care reprezintă variaţia consumului de combustibil pe 100 km în funcţie de viteza de deplasare $Q_l/100\,km = f(v)$ precum şi variaţia consumului orar, în litri pe oră, în funcţie de variaţia consumului de combustibil la 100 km $Q_l/h = (Q_l/100\,km)$.

Din cadranul *I* al graficului se vede că pe măsură ce scade viteza de deplasare a tractorului, consumul de combustibil la 100 km creşte. Această creştere înregistrează valori mici cînd viteza scade de la 28,8 km/h pînă la aproximativ 12—13 km/h după care consumul de combustibil are o creştere bruscă.

Deplasarea tractorului la mersul în gol cu viteze sub aceste valori (12—13 km/h) este cu totul dezavantajoasă. Datorită acestui fapt vitezele inferioare acestor valori se vor folosi numai în cazul drumurilor accidentate.

De asemenea se constată că la deplasarea tractorului în rampă consumul de combustibil la 100 km variază după aceeaşi lege însă are valori mai ridicate faţă de drumurile situate pe teren orizontal.

Analizînd poziţia punctelor extreme ale curbelor se constată că viteza de deplasare scade de la 28,8 km/h în cazul drumului cu asfalt la 26,93 km/h în cazul drumului situat în rampă, cînd se foloseşte treapta corespunzătoare vitezei maxime de deplasare. In treapta vitezei minime de deplasare se constată de asemenea o scădere de la 2,8 km/h în cazul drumului cu asfalt la 2,54 km/h în cazul drumului situat în rampă.

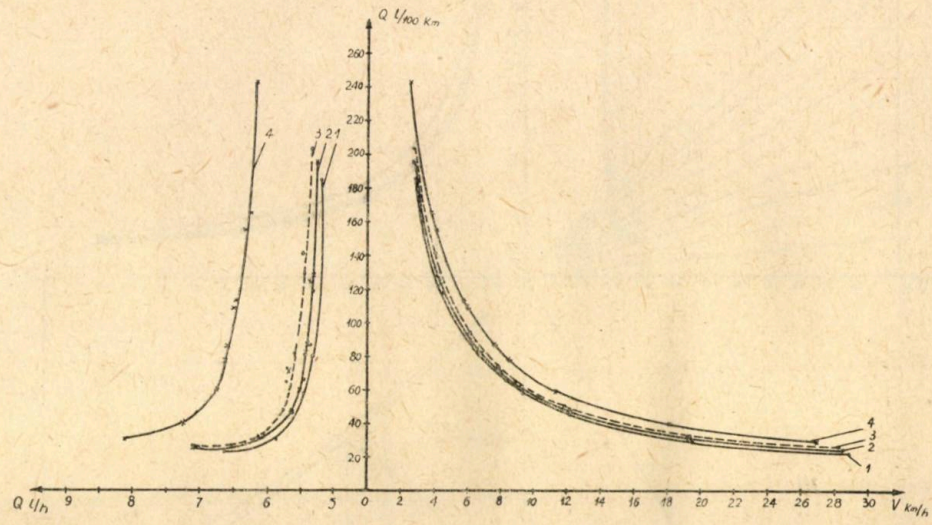


Fig. 2. Variaţia consumului de combustibil pe 100 km în funcţie de viteză şi a consumului orar de combustibil:

1 — drum cu asfalt; *2* — drum de ţară; *3* — drum cu piatră de rîu; *4* — drum în rampă pînă la 8°

Această scădere a vitezei de deplasare apare din cauza micşorării turaţiei motorului ca o consecinţă a încărcării suplimentare a acestuia şi micşorării razei active a roţilor motoare datorită încărcării şi neregularităţilor drumului.

In vederea determinării consumului de combustibil la 100 km şi a consumului orar pe diferite distanţe şi categorii de drumuri precum şi pentru alegerea vitezei optime de deplasare se foloseşte nomograma prezentată în fig. 3.

Nomograma cuprinde patru cadrane.

In cadranul *I* al nomogramei este reprezentată variaţia consumului de combustibil la 100 km în funcţie de viteza de deplasare.

In cadranul *II* este reprezentată variaţia consumului orar în litri, în funcţie de consumul la 100 km şi dreptele directoare pentru stabilirea consumului în funcţie de distanţa parcursă.

In cadranul *III* este reprezentată dreapta greutăţii specifice a combustibilului γ care permite transformarea consumului orar de combustibil din l/h în kg/h.

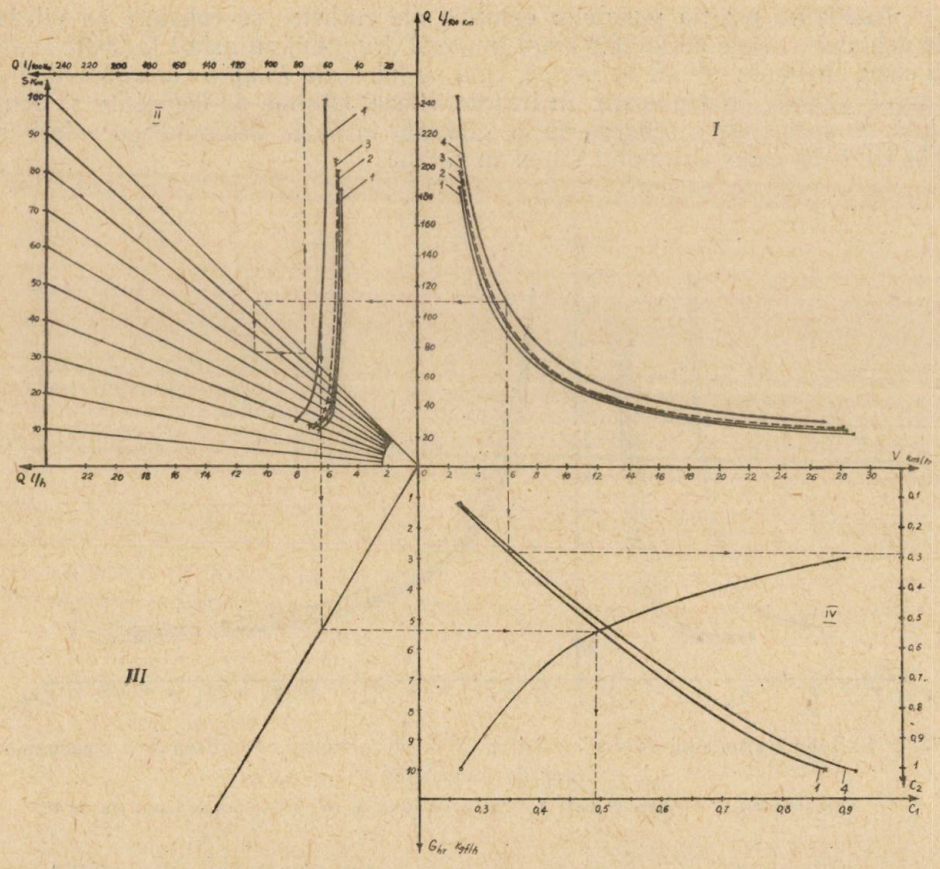


Fig. 3. Nomograma pentru stabilirea consumului orar de combustibil pe 100 km în funcție de viteza de deplasare și distanța parcursă :

1 — drum cu asfalt; *2* — drum de țară; *3* — drum cu piatră de rîu; *4* — drum în rampă pînă la 8°

În cadranul *IV* sînt trasate curbele de variație ale coeficienților c_1 și c_2.

Coeficientul c_1 reprezintă raportul dintre consumul orar de combustibil al motorului la funcționarea în gol și consumul orar de combustibil al motorului la deplasarea în gol a tractorului, adică :

$$c_1 = \frac{G_{hm}}{G_{hT}} \tag{3}$$

unde : G_{hm} — consumul orar de combustibil la mersul în gol al motorului, în kgf/h ;

G_{hT} — consumul orar de combustibil la deplasarea în gol a tractorului, în kgf/h.

Coeficientul c_2 reprezintă raportul dintre consumul de combustibil la 100 km parcurși în viteza maximă ce se poate realiza și consumul de combustibil la 100 km parcurși într-o treaptă oarecare de viteze, adică :

$$c_2 = \frac{Q_{v\,max}}{Q_v} \tag{4}$$

unde : $Q_{v\,max}$ — consumul de combustibil la 100 km în viteza maximă ce se poate realiza, în l/100 km ;

Q_v — consumul de combustibil la 100 km în treapta de viteză corespunzătoare, în l/100 km.

Coeficientul c_1 ne arată cît din combustibilul consumat este folosit pentru învingerea frecărilor din ansamblele în mișcarea de rotație ale motorului pentru menținerea arborelui cotit la turație constantă, în comparație cu deplasarea întregii mase a tractorului la o anumită viteză.

Din curba de variație a acestui coeficient se vede că cu cît viteza de deplasare crește, cu atît scade valoarea sa, adică o cantitate însemnată de combustibil se va consuma pentru menținerea maselor tractorului în mișcarea de rotație și translație.

Al doilea coeficient c_2 dă posibilitatea orientării asupra alegerii vitezei optime de deplasare. Valoarea acestui coeficient crește pe măsură ce crește viteza de deplasare a tractorului.

Intersecția curbelor de variație a celor doi coeficienți c_1 și c_2 se găsește în apropierea zonei ce reprezintă limita inferioară a vitezei optime de deplasare. Această viteză se obține cînd cei doi coeficienți au valori egale, adică :

$$c_1 = c_2$$

sau,

$$\frac{G_{hm}}{G_{hT}} = \frac{Q_{v\,max}}{Q_v} \tag{5}$$

Inlocuind în relația (5) consumul de combustibil la 100 km parcurși Q_v cu relația (6)

$$Q_v = \frac{G_{hT} \cdot 100}{V \cdot \gamma} \tag{6}$$

se obține valoarea limitei inferioare a vitezei optime de deplasare, adică :

$$V = \frac{100\,G_{hm}}{Q_{v\,max} \cdot \gamma}. \tag{7}$$

Această viteză se situiază pentru diferitele categorii de drumuri între 12—13 km/h.

Metoda de lucru cu nomograma este indicată prin linii punctate cu săgeți.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Şandru, I. Niţă, C. Ştefan, *Exploatarea parcului de maşini şi tractoare*, Ed. Agro-Silvică, Bucureşti, 1963.
2. E. D. Lîvov: *Teoria Tractora*, Maşghiz, 1960.

УСТАНОВЛЕНИЕ РАСХОДА ГОРЮЧЕГО ПРИ ПЕРЕДВИЖЕНИИ НЕЗАГРУЖЕННОГО ТРАКТОРА ТИПА U-650

(РЕЗЮМЕ)

В данной работе показаны результаты испытаний по определению расхода топлива при передвыжении незагруженного трактора типа U-650 по дорогам разных категорий.

На основе полученных результатов была составлена номограмма, которая позволяет определение расхода топлива в функций от скорости передвижения на любые расстояния, пройденные незагруженным трактором. Также показан режим скорости, при котором передвижение незагруженного трактора является самым экономичным.

L'ETABLISSEMENT DE LA CONSUMATION DU COMBUSTIBLE AU DEPLACEMENT DANS LE VIDE DU TRACTEUR U-650

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on présente les résultats des essais, concernant l'établessement de la consumation du combustible du déplacement dans le vide du tracteur U-650 sur des catégories différentes de chemins.

En tenant compte des résultats obtenus on a réalizé une nomogramme qui permet l'établissement de la consummation de combustible en fonction de la vitesse de déplacement pour toute distance parcourue par le tracteur à sa marche dans le vide.

Aussi précisè — t-on le régime de vitesse dont le déplacement est le plus économique.

NOMOGRAME PENTRU CALCULUL INJECTOARELOR PNEUMATICE CU AER DE JOASĂ PRESIUNE

DE

C. UNGUREANU, N. BOBOESCU, H. THEIL

(*Primită la redacție la data de 26. IV. 1964*)

Injectoarele pneumatice cu aer de joasă presiune, au căpătat în ultima vreme o largă răspîndire, folosindu-se atît pentru instalații industriale (cazane de abur de debit mic, cazane de încălziri centrale) cît și în instalațiile menajere (sobe de bucătărie, cuptoare etc.). Această largă răspîndire nu se explică numai prin simplitatea în construcție pe care o prezintă atît injectorul propriu-zis cît și organul de alimentare cu aer, ci mai ales prin calitățile sale funcționale. Astfel, amestecul dintre combustibil și aer este mai intim și mai rapid decît cel ce se obține la injectoarele cu pulverizare mecanică sau la injectoarele pneumatice cu abur și în consecință, arderea este intensivă, iar radiația flăcării este mai uniformă.

Dată fiind această situație considerăm că nu este lipsită de interes, prezentarea unei metode de calcul expeditivă și totuși suficient de exactă care să se bazeze pe cercetări experimentale efectuate în ultimul timp, redate mai jos.

Pentru calculul unui injector pneumatic de joasă presiune este necesar în primul rînd să se determine secțiunile de ieșire, atît pentru lichidul de lucru, cît și pentru agentul de pulverizare. Totodată este important să avem în vedere anumite valori ale lungimii flăcării, unghiului de conicitate, diametrul mediu al picăturilor lichidului pulverizat și densitatea fluxului de lichid într-o secțiune perpendiculară pe axa injectorului.

1. REZULTATELE EXPERIMENTALE PRIVIND DIAMETRUL MEDIU

Intre încercările experimentale efectuate pînă în prezent cu injectoarele pneumatice cu aer de joasă presiune un loc important îl ocupă încercările efectuate de Nukijama și Tanasawa [1], [2], [3], [4] între anii 1937—1939. In timpul încercărilor s-au folosit injectoarele reprezentate schematic în fig. 1 și s-a variat lichidul pulverizat, condițiile de scurgere și configurația injectorului, urmărindu-se influența lor asupra diametrului mediu al picăturilor, precum și distribuției picăturilor după dimensiuni. Dimensiunile picăturilor s-au determinat pe calea captării lor din jet pe sticle acoperite cu ulei.

S-a arătat că trecerea de la regimul laminar la cel turbulent în jetul de lichid are o influență neînsemnată. S-a găsit că diametrul mediu al picăturilor după Sauter d_{ms}, este funcție de viteza relativă w și de raportul dintre debitul volumetric al fluidului pulverizant și pulverizat, dacă valoarea acestui raport $\frac{V_{aer}}{V_{lichid}} < 5\,000$. S-a stabilit că diametrul mediu al picăturilor depinde de viteza relativă. Dacă viteza aerului se măsoară în secțiunea minimă, atunci configurația injectorului nu influențează practic finețea de pulverizare. Distanța relativă dintre ajutajul de aer și de combustibil are o influență insensibilă asupra diametrului mediu al picăturilor, cu condiția ca această distanță să nu fie exagerat de mare. În ultimul caz, se produce o scădere importantă a vitezei aerului, ceea ce determină o creștere a diametrului mediu al picăturilor. De asemenea s-a arătat că dimensiunile ajutajului de aer și lichid oferă o influență redusă asupra dimensiunilor medii ale picăturilor.

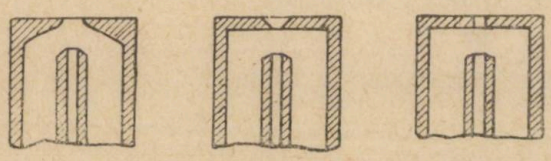


Fig. 1. Schema injectoarelor pneumatice încercate de Nukiyama și Tanasawa.

Ca urmare a prelucrării empirice a materialului experimental vast, Nukijama și Tanasawa stabilesc dependența diametrului mediu al picăturilor în funcție de proprietățile fizice ale fluidelor de lucru și parametrii procesului:

$$d_{ms} = \frac{585\sqrt{\sigma}}{w\sqrt{\gamma_l}} + 597\left(\frac{\eta_l}{\sqrt{\sigma\cdot\gamma_l}}\right)^{0,45}\left(1\,000\,\frac{V_{lichid}}{V_{aer}}\right)^{1,5} \qquad (1)$$

în care: d_{ms} — diametrul mediu Sauter al picăturilor în (μ);
σ — tensiunea superficială în dyne/cm;
w — viteza relativă în m/s;
γ_l — greutatea specifică a fluidului pulverizat în g/cm^3;
V_{lichid} — debitul volumetric al lichidului m^3/s;
V_{aer} — debitul volumetric al aerului m^3/s.

Deoarece formula (1) este pur empirică, se va aplica numai pentru tipul indicat de arzătoare în domeniul studiat al parametrilor procesului și anume:

$$\gamma_l = (0,7—1,2)\ \text{g/cm}^3$$
$$\sigma = (19—73)\ \text{dyne/cm}$$
$$w = (100—300)\ \text{m/s}$$
$$\eta_l = (0,01—0,3)\ \text{poise}$$
$$\frac{V_{aer}}{V_{lichid}} = 600 \div 10\,000$$

Într-o lucrare recentă [5], [6], L. A. Vitman stat
mentală pentru un injector pneumatic de joasă pre
următoarele relații :

a) pentru $\frac{\eta_l^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} > 0{,}5$

$$\frac{d_{mv}}{D} = \left[\frac{\sigma}{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}\right]^{+0{,}45} \left[0{,}77 + 0{,}94 \left(\frac{\eta_l^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D}\right)^{0{,}28}\right] \qquad (2)$$

b) pentru $0{,}005 < \frac{\eta_l^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} < 0{,}5$

$$\frac{d_{ms}}{D} = \left[\frac{\sigma}{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}\right]^{+0{,}45} \left[0{,}77 + 1{,}24 \left(\frac{\eta_l^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D}\right)^{0{,}62}\right] \qquad (3)$$

în care :

d_{mv} — diametrul mediu Vitman, în μ ;
D — diametrul diuzei în mm ;
ρ_l, ρ_g — masa specifică a fluidului pulverizat și pulverizant kgf s^2/m^4,

iar celelalte mărimi au aceeași semnificație ca mai sus, cu deosebirea că se exprimă în unități ale sistemului MKfS.

Formulele (2) și (3) sînt valabile pentru :

$$4{,}5 \cdot 10^{-5} < \frac{\eta_l^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} < 7{,}25 \quad \text{și} \quad 0{,}77 < \frac{d}{D}\left(\frac{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}{\sigma}\right)^{0{,}45} < 2{,}4.$$

Cercetările experimentale efectuate în laboratorul de Termotehnică [7], [16] pe un injector industrial (fig. 2) au dus la stabilirea unor relații de formă :

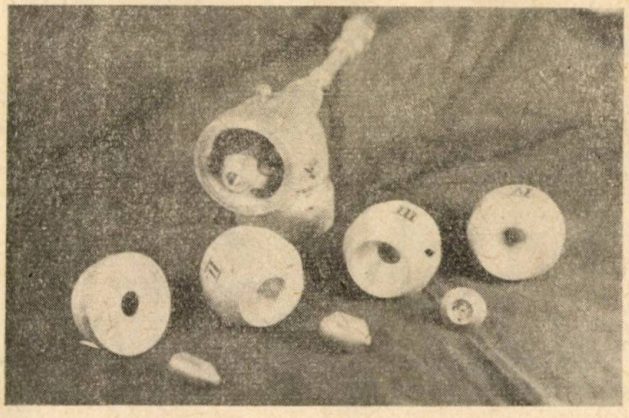


Fig. 2. Injector pneumatic încercat în laboratorul de Termotehnică I.P.T.

a) pentru $\frac{\eta^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} < 0{,}0333$

$$d_{mv} = D\left(\frac{\sigma}{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}\right)^{0{,}52} \cdot \left[1{,}24 + 0{,}0128\left(\ln\frac{\eta^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} + 12\right)\right] \quad (4)$$

b) pentru $\frac{\eta^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} > 0{,}0333$

$$d_{mv} = D\left(\frac{\sigma}{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}\right)^{0{,}52}\left[\left(2{,}25 + 0{,}24 \ln\frac{\eta^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D}\right)\right] \quad (5)$$

în care notațiile au aceeași semnificație ca în relațiile (2) și (3). Relațiile (4) și (5) au fost stabilite și prin urmare prezintă valabilitate, pentru următoarele limite :

$$90 < \frac{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}{\sigma} < 800$$

$$1{,}02 \cdot 10^{-4} < \eta < 31{,}5 \cdot 10^{-3}\left(\frac{\text{kgf} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}\right)$$

$$6{,}13 \cdot 10^{-3} < \sigma < 8{,}0 \cdot 10^{-3}\left(\frac{\text{kgf}}{\text{m}}\right)$$

$$1{,}018 \cdot 10^{2} < \rho_l < 1{,}27 \cdot 10^{2}\left(\frac{\text{kgf} \cdot \text{s}^2}{\text{m}^4}\right)$$

Comparația relațiilor (1), (3) și (4) este redată grafic în fig. 3, în care s-a reprezentat variația d_{mv} în funcție de viteza relativă, admițînd ca mediu de pulverizare apa.

Pentru trasarea curbei corespunzătoare ecuației (1) a trebuit să se țină seama de raportul dintre diametrul mediu Sauter și diametrul mediu Vitman, raport care depinde de distribuția numărului de picături în funcție de diametru. De aceea, s-a făcut apel la valorile calculate pentru 62 de probe dintre cele efectuate la stabilirea relațiilor (4) și (5), iar în fig. 4 s-a reprezentat grafic dependența $d_{ms} = f(d_{mv})$ care poate fi admisă, cu suficientă exactitate lineară.

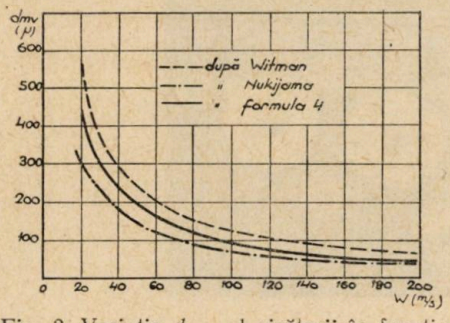


Fig. 3. Variația d_{mv} al picăturii în funcție de viteza relativă pentru apă.

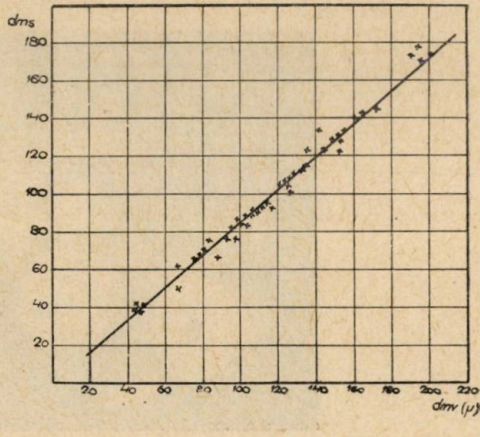


Fig. 4. Dependența $d_{ms} = f(d_{mv})$.

Din grafic rezultă că pentru valori ale vitezei relative $60 < w < 160$ m/s folosite curent în practică, curbele sînt suficient de apropiate una de cealaltă, iar curba trasată după ecuația (4) se plasează între celelalte două. De aici se pot trage următoarele concluzii :

a) Cu toată diversitatea formelor geometrice ale injectoarelor cercetate se poate vorbi de existența unei ecuații care să exprime corelația dintre dimensiunea medie a picăturilor, proprietățile fizice ale fluidului pulverizant și pulverizat și condițiile de scurgere ale acestora în injector. În acest caz, din fig. 3, se pare că cea mai indicată ar fi relația (4).

b) Asupra finețiii de pulverizare, dacă combustibilul este preîncălzit, influențează în mod deosebit viteza relativă care poate fi cuprinsă în cifra Weber :

$$\Pi_2 = \frac{\rho_g \cdot w^2 \cdot D}{\sigma}.$$

2. CONSTRUCȚIA ȘI FOLOSIREA NOMOGRAMELOR

Utilizarea directă a formulelor (1)—(5) implică unele dificultăți de calcul, care pot fi eliminate prin construirea unei nomograme. Rezolvarea pe această cale a problemei nu numai că este mai expeditivă, dar permite totodată analizarea mai multor soluții și prin aceasta dă posibilitatea alegerii celei optime.

În baza celor expuse, pornind de la ecuația (4) și (5), în fig. 5 s-a reprezentat o nomogramă simplă, care poate fi folosită atît la proiectarea cît și la verificarea injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune. Utilizarea nomogramei presupune cunoașterea proprietăților fizice ale fluidului pulverizant și pulverizat și permite stabilirea diametrului mediu al picăturilor atunci cînd se cunosc condițiile de scurgere ale aerului (viteza, masa specifică etc.). De asemenea impunînd un anumit diametru mediu al picăturilor, este posibil să se stabilească viteza relativă w, respectiv să se dimensioneze secțiunea minimă de trecere a aerului.

În scopul folosirii ușoare a nomogramei, în cele ce urmează se vor prezenta cîteva indicații privind condițiile de funcționare ale injectorului și proprietățile fizice ale combustibilului de bază, păcura.

În legătură cu finețea de pulverizare este necesar să se precizeze că A. M. Brown [8] a arătat că un diametru mediu Sauter $d_{ms} = 100\,\mu$ este considerat satisfăcător pentru a asigura o ardere corespunzătoare. Această valoare se referă însă la motoare cu ardere internă, unde condițiile impuse sînt mult mai pretențioase decît la cazane la care se poate admite $d_{mv} = 250\,\mu$.

Diametrul diuzei D se stabilește în funcție de debitul de combustibil cunoscîndu-se că viteza acestuia se poate admite $w_L = 1 \div 4$ m/s, ceea ce înseamnă că rezervorul de combustibil trebuie să se găsească la cel puțin 2 m înălțime de la axa injectorului [10]. Totuși diametrul D al diuzei de lichid nu trebuie să fie mai mic de (2—3) mm pentru a se evita înfundarea lui.

Combustibilul folosit pentru cazane și cuptoare industriale prezentat în STAS 51-54 reprezintă reziduul obținut la distilarea simplă a țițeiului sau la distilarea destructivă a reziduului de distilare și la amestecarea acestora cu fracțiuni de distilare. Simbolurile celor nouă tipuri reprezintă la numărător

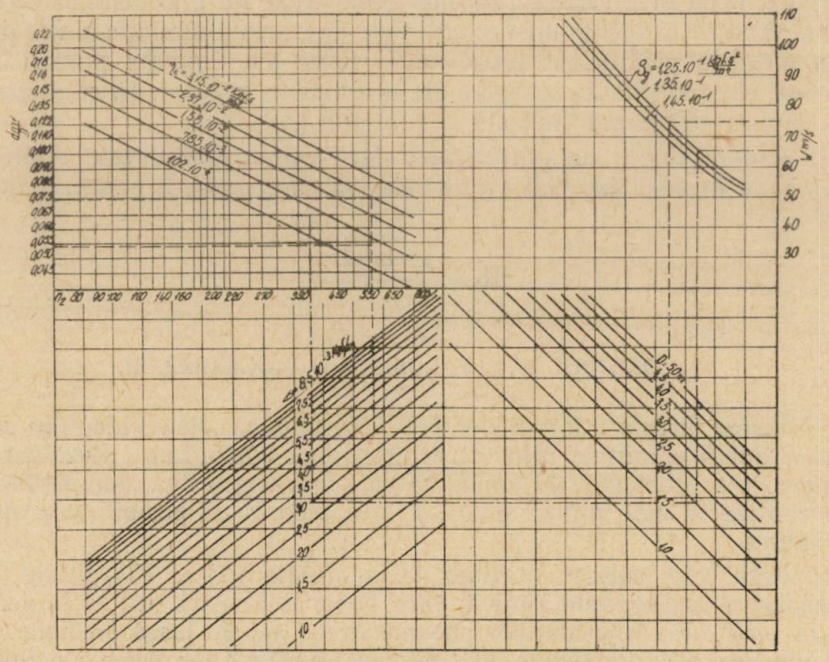


Fig. 5. Nomogramă pentru calculul injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune.

vîscozitatea maximă la 50 °C în °E, iar la numitor temperatura maximă de congelare, în °C.

Greutatea specifică a păcurilor din reziduuri la 15 °C este cuprinsă în intervalul (0,850—1,058) 10^3 kgf/m^3, crescînd către păcurile neparafinoase. Variația greutății specifice cu temperatura este în general neglijabilă pentru calculul injectoarelor, modificîndu-se cu 0,05 kgf/m^3 la o variație de temperatură de 100 °C.

Tensiunea superficială σ, pentru diferite calități de păcură, este dată în tabela 1 în funcție de temperatură. Din datele prezentate se observă că tensiunea superficială, ca regulă se micșorează odată cu micșorarea vîscozității inițiale și cu creșterea temperaturii, fără însă să fie posibilă stabilirea unei legalități.

La ridicarea temperaturii de la 90 °C la 120 °C, tensiunea superficială scade în medie cu 4—7%. De aici se trage concluzia, verificată de altfel prin cercetările lui N. N. Strulevici și I. I. Jițcovsc [11] că variația tensiunii superficiale în intervalul amintit, practic nu influențează asupra finetii de pulverizare.

Tabela 1

Tensiunea superficială a cîtorva calităţi de păcură

Vîscozitatea relativă °E		Greut. sp. la 20 °C kgf/m³	Tensiunea superficială σ kgf/m				
50 °C	80 °C		40 °C	50 °C	70 °C	90 °C	120 °C
2 728,0	119,1	1 058	—	$3,92 \cdot 10^{-3}$	—	—	$2,95 \cdot 10^{-3}$
1 041,0	73,0	1 044	—	$3,68 \cdot 10^{-3}$	$3,21 \cdot 10^{-3}$	$3,09 \cdot 10^{-3}$	$2,86 \cdot 10^{-3}$
881,5	56,5	1 006	—	$3,62 \cdot 10^{-3}$	$3,21 \cdot 10^{-3}$	$3,09 \cdot 10^{-3}$	—
531,0	43,5	1 005	$4,08 \cdot 10^{-3}$	$3,65 \cdot 10^{-3}$	$3,08 \cdot 10^{-3}$	$3,06 \cdot 10^{-3}$	$2,84 \cdot 10^{-3}$
440,0	40,2	1 031	$4,06 \cdot 10^{-3}$	$3,59 \cdot 10^{-3}$	$3,14 \cdot 10^{-3}$	$2,96 \cdot 10^{-3}$	$2,84 \cdot 10^{-3}$
183,8	22,3	1 004	$3,95 \cdot 10^{-3}$	$3,57 \cdot 10^{-3}$	—	$3,04 \cdot 10^{-3}$	$2,84 \cdot 10^{-3}$
124,4	16,5	1 000	$3,82 \cdot 10^{-3}$	—	$2,96 \cdot 10^{-3}$	$2,89 \cdot 10^{-3}$	$2,70 \cdot 10^{-3}$

Considerată din punct de vedere al procesului de pulverizare, cea mai importantă dintre proprietăţile fizice ale păcurii este vîscozitatea. La variaţia temperaturii, vîscozitatea păcurilor se modifică mult. Această variaţie s-a reprezentat în graficul logaritmic din fig. 6, prin drepte practic paralele. Cu ajutorul acestui grafic se poate determina vîscozitatea la orice temperatură a unei păcuri, dacă se poate măsura vîscozitatea la o singură temperatură. De asemenea, graficul 6 se poate utiliza cu succes şi pentru determinarea temperaturii căutate pînă la care trebuie încălzită păcura pentru diferite operaţii, ca de exemplu transport pe conducte sau pulverizare.

Din figura 6 se poate citi valoarea vîscozităţii cinematice ν în cSt, iar în baza relaţiei (6) se poate stabili valoarea vîscozităţii dinamice :

$$\eta = 10^{-6} \nu \frac{\gamma}{g} \quad [\text{kgf s/m}^2] \quad (6)$$

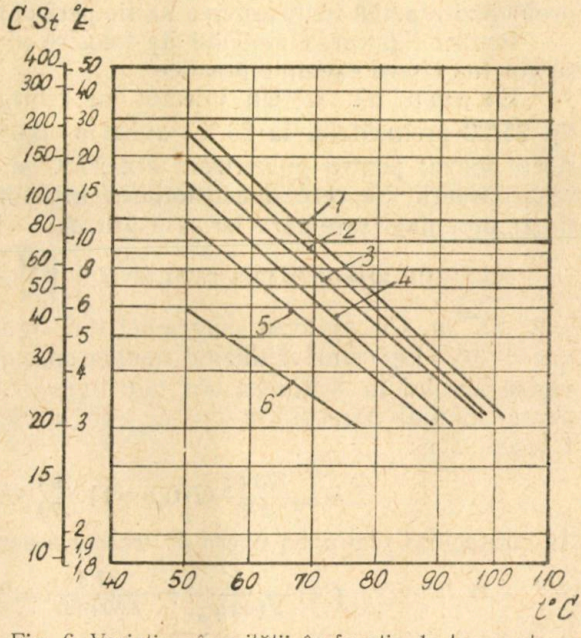


Fig. 6. Variaţia vîscozităţii în funcţie de temperatura pentru diferite păcuri.

în care : ν este vîscozitatea cinematică, în cSt ;
γ — greutatea specifică, în kgf/cm³ ;
g — acceleraţia gravitaţională, în m/s².

Admiţînd $\gamma = 981$ kgf/m³ rezultă :

$$\eta \cong \nu \cdot 10^{-4} \text{ [kgf s/m}^2\text{]}. \quad (7)$$

Eroarea cu care se determină η este egală cu eroarea introdusă prin aprecierea lui γ, adică în domeniul temperaturilor obișnuite de preîncălzire a păcurii, nu mai mare de 7%. Din relațiile (4) și (5) se observă însă că această eroare se transmite asupra diametrului mediu al picăturilor d_{mv} în măsură neglijabilă, mai mică de 1%, chiar în cazul extrem cînd $\frac{\eta^2}{\rho_l \cdot \sigma \cdot D} = 9$. Pentru valori obișnuite ale acestui raport, eroarea este neglijabilă.

În legătură cu temperatura de preîncălzire a combustibililor trebuie făcută următoarea precizare:

În normativul de calcul termic al agregatelor de cazane [11] se recomandă scăderea vîscozității pînă la 6 °E, iar Dvoreţki A. I. [12] și I. R. Joyce [13] consideră că ea trebuie să fie de 3,5 °E. Olson E. O. [14] preconizează că vîscozitatea să nu fie mai mare de 1,7 °E, pe cîtă vreme Nelson W. L. [15] recomandă ca variația ei să fie (2,5—6,0)°E. Considerăm că rezolvarea corectă, adică alegerea vîscozității optime, nu poate fi făcută decît în urma întocmirii unui bilanț termic, care ținînd seama de particularitățile de construcție și exploatare, să stabilească temperatura optimă de preîncălzire astfel încît arderea să fie perfectă.

Pentru ilustrarea modului de folosire al nomogramei expusă mai sus, se vor lua cîteva exemple practice.

Exemplul 1. Un injector cu debitul de 8 kgf/h folosește păcură tip 25/20 preîncălzită la 80 °C, avînd $\sigma = 3{,}0 \cdot 10^{-3}$ kgf/m și $\gamma_l = 950$ kgf/m³. Aerul folosit pentru pulverizare are 20 °C și reprezintă 50% din aerul necesar arderii. Se cere dimensionarea injectorului astfel încît să asigure o finețe de pulverizare caracterizată prin $d_{mv} = 150\ \mu$.

Admițînd $w_l = 0{,}75$ m/s rezultă $D = \sqrt{\frac{H}{\pi} \frac{G}{\gamma \cdot 3\,600\, w_l}} = \sqrt{\frac{H}{\pi} \frac{8}{950 \cdot 3\,600 \cdot 0{,}75}} = 2 \cdot 10^{-3}$ m. Cu ajutorul diagramei din figura 6 și a relației (7) rezultă $\eta \cong 44 \cdot 10^{-4}$ kgf · s/m². Utilizînd nomograma din figura 5, rezultă foarte ușor viteza aerului în secțiunea cea mai îngustă $w_a = 60$ m/s. Pentru cantitatea de aer minimă necesară arderii $L_0 = 11$ Nm³/kgf, prin injector va trece cantitatea de aer:

$$L = L_0 \frac{273+t}{273} G \cdot 0{,}5 = 11 \frac{293}{273} \cdot 8 \cdot 0{,}5 = 47{,}3 \text{ m}^3/\text{h}.$$

În consecință secțiunea liberă de trecere a aerului va fi:

$$F = \frac{L}{3\,600\, w_a} = \frac{47{,}3}{3\,600 \cdot 60} = 2{,}18 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Dacă se admite că peretele diuzei de combustibil are grosimea de 3 mm, rezultă diametrul secțiunii de trecere a aerului $D_0 = 18{,}5$ mm. Celelalte mărimi se aleg constructiv.

Exemplul 2. Într-un injector pneumatic avînd $D = 3$ mm se stabilește viteza relativă $w = 75$ m/s care este finețea de pulverizare rezultată în condiția folosirii unei păcuri tip 30/25 preîncălzită la 80 °C avînd tensiunea superficială $\sigma = 3{,}5.10^{-3}$ kgf/m. Rezolvînd grafic se obține raportul $\frac{d_{mv}}{D} = 0{,}053$, deci $d_{mv} \cong 160\ \mu$.

În cazul cînd temperatura de preîncălzire scade la 50 °C, în aceleaşi condiţii ca mai sus, rezultă că vîscozitatea cinematică creşte la valoarea $\nu = 230$ cSt, iar diametrul mediu creşte la $d_{mv} = 222\ \mu$.

În concluzie metoda de calcul prezentată, poate fi folosită atît pentru dimensionarea injectorului în scopul de-a obţine o anumită fineţe de pulverizare cînd parametrii fizici ai fluidelor pulverizant şi pulverizat sînt cunoscuţi, cît şi în scopul determinării temperaturii de preîncălzire a păcurii, pentru ca să se obţină pulverizarea dorită. Folosirea nomogramelor reduce mult timpul de lucru şi permite alegerea rapidă a soluţiei optime pentru cazul cerut.

BIBLIOGRAFIE

1. Nukiyama S., Tanasawa Y., Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 5, No. 18, 62—67 (1939).
2. Nukiyama S., Tanasawa Y., Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 4, No. 14, 86—93 (1938).
3. Nukiyama S., Tanasawa Y., Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 4, No. 15, 138—143 (1938).
4. Nukiyama S., Tanasawa Y., Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan), 5, No. 18, 68—95 (1939).
5. Vitman L. A., Kaţnelson B. D., Paleev I. I., *Raspilivanie jidcosti forsuncami*, Gosenergoizdat, 1962, Moscova.
6. Vitman L. A., *Necatorie zaconomernosti raspilivanie jidcosti pnevmaticeschimi forsuncami, Sb. Voprosi aerodinamichi i teploperedaci v cotelnotopocinih proţesah*, Gosenergoizdat, 1958.
7. Ungureanu C., Die Zerstäubung der Brennstoffe in Niederdruckluftzerstäubern — Konferenz für industrielle Energiewirtschaft — Budapest 16—21 oct. 1961.
8. Brown A. M., Journal of The Institute of fuel (Anglia), vol. XXXII (1959), No. 24, (sept.), 409—416.
9. Geller Z. I., *Visocoviazchie mazuti cac kotelnoe i pecinoe topliva*, p. 98, Gostontehizdat 1959, Moscova.
10. Niepenberg H., Utilizarea păcurii în focarele cazanelor. Jahrbuch 1960.
11. Gurvici A. M., Kuzneţov H. V., *Teplovoi rasciot cotelnih agregatov*, Gosenergoizdat, 1957.
12. Dvoreţki A. I., Nomograma dlia apredelenia temperaturî padagreva mazuta. Electriceskie stanţii No. 9, 1957.
13. Joyce I. R., The Atomisation of Liquid Fuels for Combustion. J. of the Institute of Fuel vol. XXII, No. 124, 1949.
14. Olson E. O., Nozzles — the Key to Combustion. Their Action and Function in High Pressure Atomizing Oilburners. Fueloil and Oil Heat, vol. 9, No. 9, 1950.
15. Nelson W. L., Questions on technology, Oil and Gas J., No. 5, 1951.
16. Ungureanu C., Pulverizarea combustibililor cu ajutorul injectoarelor pneumatice de joasă presiune. Energetica No. 8, 1962.

НОМОГРАММА ДЛЯ РАСЧЕТА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ФОРСУНОК НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Работа предлагает простой, но достаточно точный метод для расчета пневматических форсунок низкого давления, который базируется на экспериментальных исследованиях.

Использование номограммы сокращает продолжительность расчетов и дает возможность быстро выбрать оптимальное решение для данного конкретного случая.

NOMOGRAMME ZUR BERECHNUNG VON NIEDERDRUCKLUFTZERSTÄUBERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird eine einfache aber genügend genaue Methode, welche sich auf Versuchsergebnisse aufbaut, zur Berechnung von Niederdruckluftzerstäubern gegeben. Die Benützung der Nomogramme verkürzt die zur Berechnung nötige Zeit und ermöglicht eine rasche Auffindung der für den gegebenen Fall besten Lösung.

STUDIU TEORETIC ȘI EXPERIMENTAL ASUPRA ZGOMOTELOR PRODUSE DE ANGRENAJE LA ECHIPAMENTE DE TRAMVAI *

DE

ȘT. BALTEANU

I. CONSIDERAȚII GENERALE

Din observații experimentale și din măsurători s-a constatat că zgomotul produs de un tramvai în mișcare provine de la calea de rulare, angrenaj, compresor, jocuri moarte la organe de cuplare, îmbinări, vibrația cutiei și a geamurilor insuficient prinse pe pereții vagonului, firul de contact și pantograful etc. La baza producerii zgomotului stau vibrațiile și oscilațiile.

În urma măsurătorilor acustice efectuate s-a ajuns la concluzia că o sursă importantă de zgomot este angrenajul. Pentru a scoate în evidență acest lucru considerăm angrenajul prezentat în figura 1. Valoarea instantanee a raportului de demultiplicare u este dată de relația :

$$u = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}. \qquad (1)$$

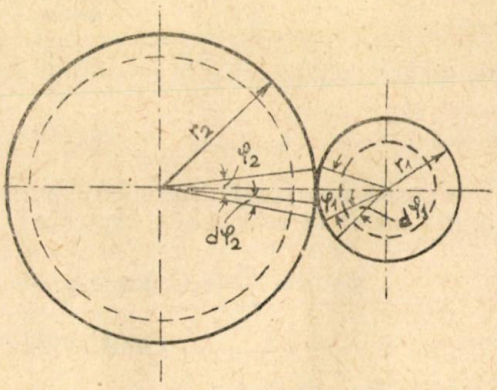


Fig. 1. Schița angrenajului.

Această valoare a lui u nu este constantă, ci variază în funcție de unghiul de rotire a pinionului, cu o perioadă corespunzătoare pasului p sau periferiei roții, cînd ea este excentrică. Precizăm că numai la angrenarea matematic exactă valoarea instantanee a raportului de demultiplicare u este constantă și egală cu valoarea medie a raportului real de demultiplicare u_0 :

$$u_0 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2}. \qquad (2)$$

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

In acest caz și cercurile de rulare cu razele r_1 și r_2 (fig. 1) se rostogolesc corect, adică fără alunecare. Datorită erorilor de prelucrare a roților dințate, apare o alunecare relativă între cele două cercuri de rulare și deci o abatere față de angrenarea matematic exactă. Această alunecare se determină prin compararea rulării cercurilor r_1 și r_2 cu o rulare matematic exactă. Pentru unghiurile $d\varphi_1$ și $d\varphi_2$ variația alunecării relative se definește [1] sub forma :

$$d\Delta s = r_1 d\varphi_1 - r_2 d\varphi_2 \tag{3}$$

de unde :

$$\Delta s = \int \left(1 - \frac{u}{u_0}\right) d\varphi_1 = f(\varphi_1). \tag{4}$$

Experiența arată că alunecarea relativă Δs este o funcție determinată a unghiului de rotire φ_1. Această funcție este periodică și poate fi descompusă în armonici sub forma :

$$\Delta s(\varphi_1) = C_0 + C_1 \sin(z_1\varphi_1 - \theta_1) + C_2 \sin(2z_1\varphi_1 - \theta_2) + \ldots$$
$$\ldots + Cq \sin(qz_1\varphi_1 - \theta_q) + \ldots \tag{5}$$

Valoarea instantanee a raportului de demultiplicare u rezultă din relația (3):

$$u = u_0 - \frac{u_0}{r_1} \frac{d\Delta s}{d\varphi_1} \tag{6}$$

de unde se obține eroarea raportului de demultiplicare :

$$u_0 - u = \frac{u_0}{r_1} \frac{d\Delta s}{d\varphi_1}.$$

Din curba $\Delta s = f(\varphi_1)$ determinată prin măsurători se deduce prin derivare, ținînd seama de relația (6), expresia :

$$u_0 - u = \frac{u_0}{r_1} [z_1 C_1 \cos(z_1\varphi_1 - \theta_1) + 2z_1 C_2 \cos(2z_1\varphi_1 - \theta_2) + \ldots$$
$$\ldots + qz_1 C_q \cos(qz_1\varphi_1 - \theta_q) + \ldots]. \tag{7}$$

Notînd : $\frac{u_0}{r_1} qz_1 C_q = A_q$, eroarea raportului de demultiplicare poate fi exprimată prin relația :

$$u_0 - u = \sum_{q=1}^{n} A_q \cos(qz_1\varphi_1 - \theta_q). \tag{8}$$

Eroarea cinematică sau eroarea raportului de demultiplicare provoacă rotirea neuniformă a angrenajului și a maselor ce sînt legate de acesta. Accelerațiile care se produc provoacă în sistemul transmisiei forțe dinamice care variază în timp și se suprapun cu forța tangențială transmisă între dinți de motorul de tracțiune. Forța rezultantă suportată de dinții roților în exploatare variază în timp și deci asupra osiei acționează forțe variabile, fusul ei

primind o mișcare oscilatorie în cuzinet, producîndu-se astfel vibrații și zgomot. Aceste vibrații mecanice transmițîndu-se în mediul înconjurător sub formă de unde sonore se încadrează într-o gamă de frecvențe date de relația :

$$\nu_q = \frac{qz_1 n}{60}. \qquad (9)$$

Frecvențele erorii raportului de demultiplicare se modifică în timp cu turația motorului și depind de următorii factori : viteza vehiculului, erorile de pas, profil, deformațiile dinților, rigiditatea organelor de cuplare, cauze externe.

II. CALCULUL AMPLITUDINILOR ARMONICILOR ALUNECĂRII RELATIVE LA UN ANGRENAJ NOU FOLOSIT LA UN VAGON DE TRAMVAI

Angrenajul studiat și folosit la vagonul de tramvai pe care s-au făcut măsurători este cu dinți axiali.

Pinionul are următoarele elemente caracteristice : diametrul exterior $D_{e1}=133$ mm ; modulul $m=7$; pasul $p=21{,}98$ mm ; diametrul de divizare $D_{p1}=119$ mm ; numărul de dinți $z_1=16$.

Roata dințată mare are următoarele elemente caracteristice : diametrul exterior $D_{e2}=572{,}7$ mm ; modulul $m=7$; pasul $p=21{,}98$ mm ; diametrul de divizare $D_{p2}=558{,}7$ mm ; numărul de dinți $z_2=81$.

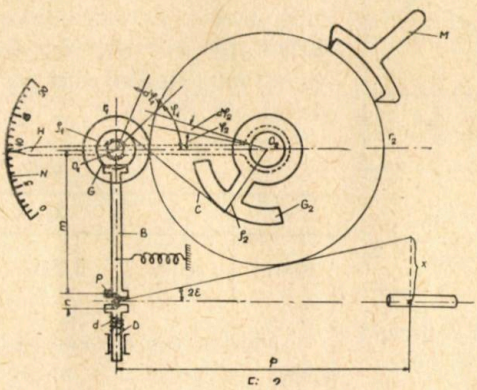


Fig. 2. Schema de principiu a aparatului de verificat angrenaje.

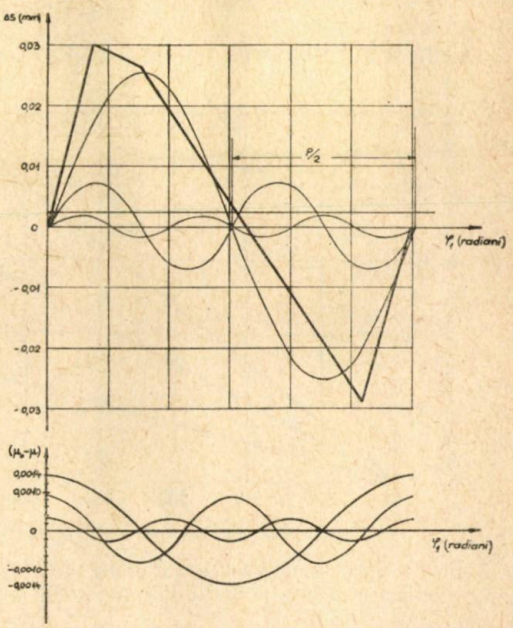


Fig. 3. Variația alunecării relative $\Delta s=f(\varphi_1)$ care apare pentru cei mai mulți pași și descompunerea ei în armonici.

Pentru a cunoaște variația alunecării relative Δs în funcție de arcul parcurs pe cercul de rulare, angrenajul studiat a fost montat pe aparatul de verificat angrenaje, prezentat schematic în figura 2. Cel mai frecvent apare o variație $\Delta s=f(\varphi_1)$ de forma curbei prezentate în figura 3. Se observă că

alunecarea relativă are o variație periodică dar nesinusoidală. Descompunerea în armonici a curbei din figura 3, luînd în considerare numai primii patru termeni, conduce la următoarea expresie a acestei curbe:

$$\Delta s(\varphi_1) = 2{,}45 + 25{,}05 \sin(16\varphi_1 - \theta_1) + 7{,}41 \sin(32\varphi_1 - \theta_2) + 1{,}77 \sin(48\varphi_1 - \theta_3). \quad (10)$$

Defazajele θ_1, θ_2, θ_3, ale armonicilor de ordinul 1, 2, 3, din figura 3 sînt aproximativ egale cu — 0,0522 radiani. În tabela 1 se prezintă amplitudinile C_1, C_2, C_3, ale primelor trei armonici, precum și valoarea constantă C_0 în procente față de valoarea maximă a alunecării relative egală cu 0,03 mm. Se constată că seria este repede convergentă și de aceea ne limităm numai la primii patru termeni. Cea mai mare pondere o au armonicile de ordinul unu și doi.

Tabela 1

C_0 %	C_1 %	C_2 %	C_3 %
8	83	24,5	6

Din curba $\Delta s = f(\varphi_1)$ determinată prin măsurători, se deduce prin derivare curba erorii raportului de demultiplicare:

$$u_0 - u = \frac{u_0}{r_1} [16 \cdot 25{,}05 \cos(16\varphi_1 - \theta_1) + 32 \cdot 7{,}41 \cos(32\varphi_1 - \theta_2) + 48 \cdot 1{,}77 \cos(48\varphi_1 - \theta_3)]. \quad (11)$$

Cunoscînd valoarea medie a raportului real de demultiplicare $u_0 = \frac{16}{81} = 0{,}198$ și raza cercului de rulare a pinionului $r_1 = 56{,}5$ mm, cu relația (11), respectiv (8), s-au calculat amplitudinile erorii raportului de demultiplicare (amplitudinile curbei $u_0 - u$): A_1, A_2, A_3. Aceste amplitudini sînt prezentate în tabela 2.

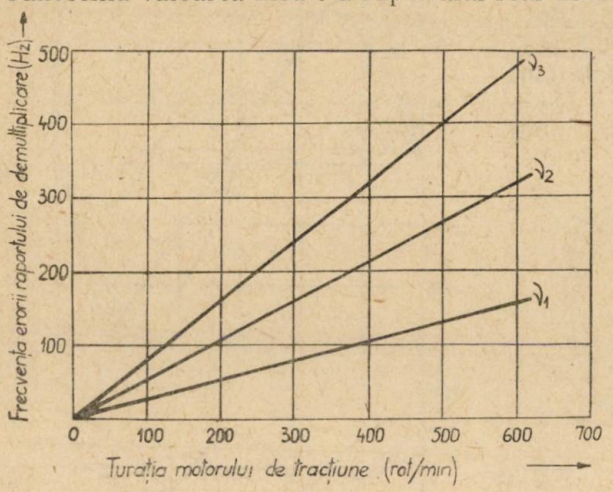


Fig. 4. Spectrul de frecvențe al erorii raportului de demultiplicare în funcție de turația motorului de tracțiune.

Tabela 2

A_1	A_2	A_3
0,0014	0,001	0,0003

Pentru angrenajul studiat, considerînd numai primele trei armonici, în cazul unui montaj precis executat în laborator, eroarea relativă maximă a raportului de demultiplicare este:

$$\frac{u_0 - u_{max}}{u_0} 100 = \frac{0{,}27}{0{,}198} = 1{,}35\%$$

unde u_{max} este abaterea maximă a raportului de transmisie, variabil.

Frecvențele erorii raportului de demultiplicare calculate cu relația (9) sînt prezentate în figura 4.

III. REZULTATE EXPERIMENTALE OBȚINUTE IN URMA MĂSURĂTORILOR ACUSTICE

Pentru cunoașterea surselor de zgomot la vagoane de tramvai, s-au efectuat măsurători acustice și a fost analizat zgomotul produs de angrenaj, și zgomotul global emis de un vagon de tramvai pe diverse trasee din orașul Timișoara.

În acest scop, primele măsurători s-au făcut asupra nivelului de tărie al zgomotului produs de angrenaj, folosindu-se un fonometru tip LSM 2. Pentru aceasta, în atelier a fost suspendată o pereche de roți de tracțiune și s-a măsurat cu ajutorul fonometrului nivelul de tărie al zgomotului produs

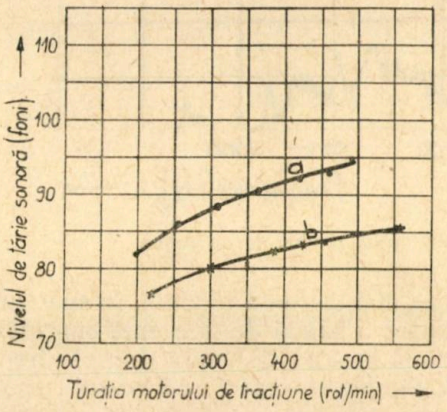


Fig. 5. Dependența dintre nivelul de tărie sonoră al zgomotului produs de angrenaj și turația motorului de tracțiune:
a — distanța dintre axa roții și microfon=0,3 m;
b — distanța dintre axa roții și microfon=1 m.

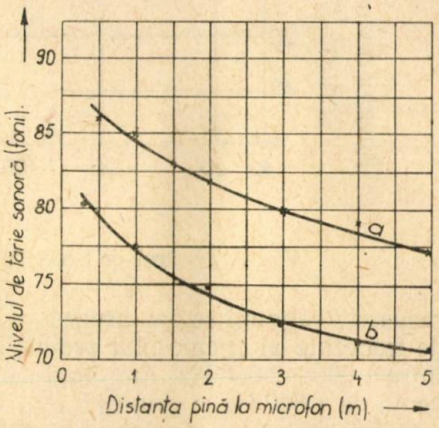


Fig. 6. Dependența dintre nivelul de tărie sonoră al zgomotului produs de angrenaj și distanța pînă la microfon:
a — turația motorului de tracțiune: n_m=550 r.p.m.;
b — turația motorului de tracțiune: n_m=300 r.p.m.

numai de angrenaj în funcție de turația motorului, avînd ca parametru distanța pînă la microfon, respectiv nivelul de tărie în funcție de distanță, avînd ca parametru turația motorului. Rezultatele experimentale sînt prezentate grafic în figura 5 și 6. Pentru distanța de 5 m între axa angrenajului și microfon, a rezultat un nivel de tărie al zgomotului de 72—76 foni.

În vederea stabilirii nivelului de intensitate acustică și a componenței sale spectrale, zgomotul produs de angrenaj a fost înregistrat pe banda unui magnetofon „Smaragd". Microfonul magnetofonului a fost fixat în aceeași poziție față de sursa producătoare de zgomot ca și microfonul fonometrului. Oscilograma ridicată este prezentată în figura 7.

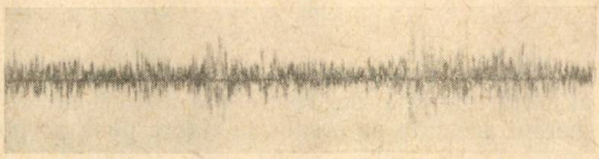


Fig. 7. Oscilograma zgomotului produs de angrenaj.

Analiza amplitudinii și a frecvenței zgomotului s-a făcut de către Institutul de Fizică al Academiei R.P.R. București, pe baza înregistrărilor efectuate de autor și este prezentată grafic în figura 8. Din această analiză rezultă că frecvențele zgomotului produs numai de angrenaj sînt cuprinse între 75—1 800 Hz. Amplitudinile maxime apar pentru frecvențele de 300; 370; 480; 650; 800 Hz și sînt egale aproximativ cu 13 dB. Dacă roțile de rulare ale vagonului de tramvai depășesc turația de 100 rotații pe minut,

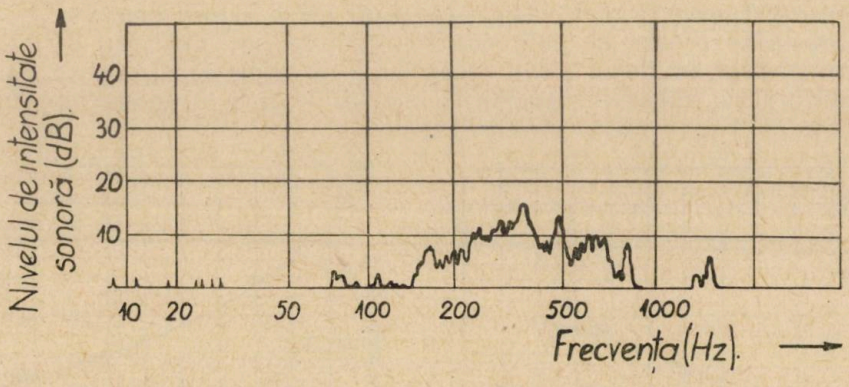


Fig. 8. Spectrul de frecvențe al zgomotului produs de angrenaj.

respectiv vagonul se deplasează cu o viteză mai mare de 15 km/h, în spectrul de frecvențe al zgomotului produs mai apare o bandă de frecvențe cuprinsă între 1 000—2 000 Hz. Amplitudinea maximă în această bandă apare la frecvența de 1 800 Hz și este egală cu 17 dB. Subliniem faptul că frecvența zgomotului crește cu turația motorului, respectiv viteza vehiculului. Pentru exemplificare se dă în tabela 3 spectrul de frecvențe al zgomotului f_i și al erorii raportului de demultiplicare ν_q în funcție de turația motorului, respectiv viteza vagonului.

Tabela 3

Nr. crt.	Turația perechii de roți n_v rot/min	Turația motorului n rot/min	Viteza vagonului V km/h	Spectrul de frecvențe ν_q Hz	Spectrul de frecvențe al zgomotului produs de angrenaj f_i Hz
1	40	200	5,75	0—150	75—1 000
2	50	250	7,40	0—200	75—1 000; 1 500—1 800
3	90	450	13,50	0—350	75—1 000; 1 200—1 800
4	100	500	15,00	0—400	75—1 000; 1 000—2 000
5	110	550	16,60	0—430	75—2 000
6	120	600	18,00	0—480	75—2 300

Pentru determinarea zgomotului global emis de un vagon de tramvai al cărui angrenaj de tracțiune a fost cel studiat, s-au efectuat măsurători la mersul acestuia pe o cale de rulare pusă pe platformă proprie și bine întreținută (fără uzură ondulatorie). Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în figura 9. Din aceste măsurători rezultă că un tramvai în timpul mersului

cu viteză normală de 13—14 km/h produce un zgomot exterior al cărui nivel de tărie este de 90—94 foni și un zgomot interior de 85—90 foni. Frecvențele acestui zgomot se găsesc în domeniul 75—5 000 Hz. Analiza spectrală a zgomotului a arătat că intensitatea maximă apare pentru frecvențele cuprinse în banda 300—800 Hz.

Ultimele măsurători s-au efectuat cu același vagon de tramvai și în aceleași condiții, pe trasee unde calea de rulare prezintă uzură ondulatorie.

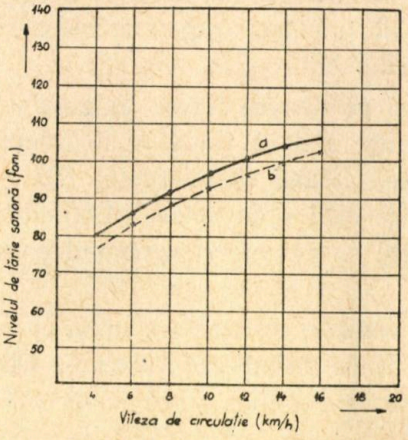


Fig. 9. Nivelul de tărie al zgomotului în funcție de viteză la mersul în palier, pentru o cale de rulare fără uzură ondulatorie și bine întreținută :
a — zgomote exterioare; *b* — zgomote interioare.

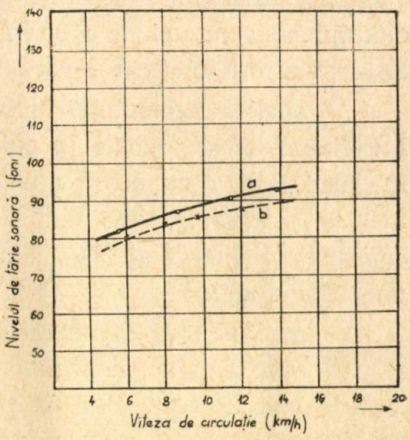


Fig. 10. Nivelul de tărie sonoră al zgomotului în funcție de viteză la mersul în curbă, pe o cale de rulare cu uzură ondulatorie :
a — zgomote exterioare; *b* — zgomote interioare.

In acest caz, pe porțiunea dreaptă a căii, s-au obținut pentru nivelul de tărie măsurat în interiorul vagonului, valori cuprinse între 95—100 foni. Zgomotul maxim apare în timpul mersului, cînd vagonul de tramvai se găsește în curbă, iar suprafața căii de rulare prezintă uzură ondulatorie, și este de 100—105 foni. Rezultatele măsurătorilor efectuate în orașul Timișoara pe str. Wilhelm Mühle, în porțiunea curbă a căii, sînt concretizate în diagrama din figura 10. Analiza zgomotului global produs de tramvai în timpul mersului în curbă cu aceeași viteză, calea de rulare avînd uzură ondulatorie, a scos în evidență un vîrf deosebit de mare în banda 170—210 Hz și un al doilea vîrf cu amplitudine mai mică în banda de frecvențe 350—700 Hz. Subliniem faptul că frecvențele acestui zgomot se extind în domeniul 75—5 500 Hz.

IV. CONCLUZII

Din rezultatele măsurătorilor experimentale, concretizate în diagrame și în tabela 3, precum și din analizele efectuate asupra zgomotului înregistrat, se pot trage următoarele concluzii :

— valoarea instantanee a raportului de demultiplicare nu este constantă în timp, ea variază în funcție de unghiul de rotire, din care cauză se produc oscilații și vibrații ;

— spectrul de frecvențe al erorii raportului de demultiplicare pentru turații normale de exploatare se găsește în spectrul de frecvențe audio. Acest lucru ne arată că angrenajul contribuie din plin la zgomotul emis de tramvai ;

— comparînd nivelul de tărie al zgomotului emis de tramvai (90—105 foni) pe diverse trasee din orașul Timișoara, cu nivelul de tărie al zgomotului emis numai de angrenaj (72—76 foni), putem trage concluzia că angrenajul este o sursă importantă de zgomot ;

— analiza zgomotului emis de tramvai pe diverse trasee cu grad de întreținere diferit, scoate în evidență existența a două benzi de frecvențe, în cazul liniilor cu uzură ondulatorie : una cuprinsă în intervalul 170 ... 210 Hz și care provine din cauza vibrației roților de rulare și a doua cuprinsă în intervalul 350 ... 700 Hz în care se găsește și zgomotul emis numai de angrenaj ;

— pe linii fără uzură ondulatorie, spectrul de frecvențe conține componente maxime numai în zona celei de a doua benzi de frecvențe. Din această analiză rezultă că uzura ondulatorie este a doua sursă importantă de zgomot ;

— nivelul intensității zgomotului și spectrul de frecvențe crește cu mărirea vitezei vagonului. Spectrul de frecvențe poate ajunge, pentru viteze normale, pînă la 5 500 Hz, frecvență la care organul auditiv al omului are sensibilitate maximă.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Mikloși, C. Sora, *Tracțiunea electrică*, Editura de Stat Didactică și Pedagogică București, 1961.
2. E. Bădărău, M. Grumăzescu, *Bazele acusticii moderne*, Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1961.
3. B. A. Horowitz, *Reductoare și variatoare de turație*. Editura Tehnică-București, 1963.
4. G. Manea, O. Bosianu, A. Chișu, L. Săveanu, *Organe de mașini*. Editura Tehnică București, 1958.
5. N. I. Bichir, Studiul zgomotului mașinilor electrice, „Electrotehnica", nr. 2, p. 50—57.
6. М. Д. Генкин, Изготовление бесшумных зубчатых колес, «Станки и инструмент», нр. 7, 1950, стр. 8—12.
7. М. Д. Генкин, Изготовление бесшумных зубчатых колес, «Станки и инструмент», нр. 2, 1951, стр. 15—18.
8. Г. А. Ливщиц, Погрешности зубчатых колес турбинных редукторов как возбудители вибрации и шума турбозубчатых агрегатов, «Энерго-машиностроение», нр. 6, 1961, стр. 29—34.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМА ЗАЦЕПЛЕНИЙ В ТРАМВАЙНЫХ ВАГОНАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе указываются основные источники шума, проявляющегося у трамвайных вагонов в различных условиях работы. Значительная часть шума происходит от зацепления и катального пути при волновом износе.

Указывается также способ отражения точности изготовления зубьев нового зацепления, используемого у трамвайных вагонов, в появлении шума.

В заключение представлены экспериментальные результаты и выводы акустических измерений.

ÉTUDE THEORIQUE EXPERIMENTAL SUR LES BRUITS PRODUITS PAR DES ENGRENAGES AUX ÉQUIPEMENTS DE TRAMWAY

(RÉSUMÉ)

Dans le cadre du travail on indique les principaux sources de bruit qui paraissent à un équipement de tramwai en différentes conditions de functionnement. Une partie importante de ce bruit provient de l'engrenage et de la voie de roulement, lorsque celle-ci une usure ondulatoire.

Aussi montre-t-on l'influence de la precision d'execution d'un engrenage neuf sur la production du bruit.

A la fin sont presentés les resultats experimentaux et les conclusions obtenues à la suite des mesures acoustiques.

ASUPRA PROCESULUI DE TRECERE A CURENTULUI ELECTRIC PRIN CONTACTUL ALUNECĂTOR CU MERCUR

DE

T. DORDEA

(Primită la redacție la data de 22. I. 1964).

1. INTRODUCERE

Contactul dintre un metal lichid și o armătură solidă se deosebește în unele privințe de contactul dintre armături solide. În primul rînd nu mai are loc strivirea stratului străin și deci nu vor mai apare suprafețe Hertz ale căror valori să crească cu mărirea presiunii, deoarece metalul lichid ia forma suprafeței solide și nu mai apar locuri singulare cu presiuni ridicate, stratul străin ce acoperă armătura solidă fiind apăsat uniform. Din această cauză procesele care au loc la trecerea curentului electric prin contactul metalo-lichid au un caracter specific.

Cercetările atît teoretice cît și experimentale, în marea lor majoritate, se referă la contactul solid, iar pentru contactul lichid s-a considerat că sînt valabile rezultatele de la contactele solide. În ultimul timp contactul metalo-lichid a început să se utilizeze din ce în ce mai mult, executîndu-se cu ajutorul lui mașini unipolare pentru curenți de peste 500 000 A pe unitate.

Cercetări sistematice asupra contactului metalo-lichid cu mercur a efectuat Klaudy [2], [3], [4]. Experiențele efectuate sînt caracterizate prin aceea că mercurul se găsea în stare de repaus față de armăturile solide, iar rezultatele obținute au fost generalizate și pentru contactele în care mercurul se găsește în stare de mișcare.

Concluziile la care a ajuns se pot rezuma în următoarele :

La contactele lichide stratul străin joacă un rol mult mai mare decît la contactele solide, el nefiind influențat de presiune. La aceste contacte, pe lîngă peliculele de oxid, joacă un rol important și cele formate de către aer sau alte gaze. Klaudy a reușit să înlăture aceste pelicule numai prin prelucrarea sub mercur a suprafeței de contact. În momentul în care aceste suprafețe curate ajung în contact cu aerul, sau alte gaze, acestea se acoperă cu o peliculă de gaz, într-un timp foarte scurt, de ordinul minutelor sau chiar secundelor, a cărui grosime depinde de timpul de expunere, de umiditate și de natura materialului pieselor solide. A ajuns la concluzia că Ni și Mo sînt materialele care în aer se acoperă cu peliculele cele mai subțiri și ca urmare au cea mai mică rezistență electrică de trecere.

Pe această bază trecerea curentului electric prin contactul fix metalo-lichid are loc în modul următor : în cazul straturilor străine foarte subțiri (sub $3 \cdot 10^{-9}$ m) trecerea curentului electric are loc prin efectul de tunel. În mod obișnuit stratul străin nu are o grosime constantă și în acest caz curentul trece prin efectul de tunel numai în zonele în care grosimea stratului străin corespunde efectului de tunel. În zonele cu o grosime a stratului străin mare, curentul electric trece prin conducție electrică, obținîndu-se totuși valori reduse ale rezistenței electrice de trecere, cu toate că rezistivitatea stratului străin e mare, datorită faptului că suprafața de contact e mare.

La mărirea curentului electric, tensiunea pe contact crește și cînd aceasta atinge o valoare suficientă pentru apariția fenomenului de friting, trecerea curentului electric are loc în continuare pe baza acestui fenomen.

Acestea sînt concluziile lui Klaudy considerate ca valabile și pentru contactele alunecătoare.

La contactele metalo-lichide, la care metalul lichid e în stare de mișcare față de armăturile solide, apar unele procese determinate de mișcarea lichidului și de care trebuie să se țină seama.

Urmărim problema separat pentru contactul fix cu circulație de metal lichid și pentru contactul alunecător metalo-lichid.

2. CONTACT FIX CU METAL LICHID ÎN CIRCULAȚIE

În mod teoretic ar trebui ca circulația metalului lichid între două armături fixe să nu modifice procesul de trecere al curentului electric, acesta avînd loc ca și în cazul că lichidul e în stare de repaos. Aceasta întrucît peste stratul străin ce acoperă armătura solidă se suprapune un prim strat de metal lichid, care e în stare de repaos față de armătură și deci protejează stratul străin. Curgerea lichidului în regim laminar, se face prin alunecarea celorlalte straturi unele peste altele și nu modifică stratul străin. În cazul curgerii turbulente apar variații de presiune pe suprafețele de contact și cu timpul se smulg particule din el care sînt antrenate apoi, putîndu-se astfel modifica în timp modul de trecere al curentului, spre exemplu de la conducția electrică, la trecere prin tunel sau friting.

O deosebire mai importantă între contactul lichid în repaos și cel cu lichid în circulație constă în influența temperaturii asupra rezistenței electrice de trecere, care are loc în mod diferit.

La contactul cu lichid în stare de repaos fluxul termic e îndreptat în spre armături pe unde se face cedarea căldurii spre exterior. La contactul cu lichid în circulație fluxul termic e îndreptat de la suprafața de contact, parțial spre armătură, dacă prin aceasta se poate ceda căldură și restul în spre stratul lichid, fiind evacuată prin intermediul lichidului în mișcare. Ca urmare a diferenței între fluxurile termice în cele două cazuri apare o deosebire între temperaturile diferitelor părți și prin intermediul ei se influențează diferit conducția electrică a stratului străin și cea a metalului lichid. Efectul constă în mărirea rezistenței electrice totale de trecere pentru același curent în cazul lichidului în repaos față de cazul că e mobil.

Cele mai uzuale forme de contacte metalo-lichide sînt prezentate în fig. 1, *a* și *b*. În fig. 1, *a* e contact de tip cu jet, iar în fig. 1, *b* de tip cu pătură de lichid. Armăturile solide sînt notate cu *3* și *4*. Metalul lichid se aduce prin canalul *1*, iar de aici prin orificiul *2* ajunge între armăturile *3* și *4* realizînd contactul. În fig. 1 pentru generalizare e prezentat cazul cînd armătura *3* e mobilă.

Trecerea curentului electric de la armătura *4* la *3* are loc în trei etape :

— trecerea curentului electric de la armătura *4* la metalul lichid ;

— trecerea curentului electric prin metalul lichid ;

— trecerea curentului electric de la metalul lichid la armătura *3*.

Procesele din prima și ultima etapă nu sînt aceleași deoarece ele sînt influențate de căderea de tensiune din stratul străin, determinată de suprafața de contact și de viteza metalului lichid. Ultima intervine prin intermediul forțelor tangențiale exercitate de primul strat de metal lichid aderent de stratul străin. Din acest motiv trebuie considerate separat.

Cum se știe, la grosimi ale stratului străin sub $3 \cdot 10^{-9}$ m curentul electric trece prin efectul de tunel, caracterizat printr-o rezistivitate de trecere de $(4 \sim 9) \cdot 10^{-13}\ \Omega\ m^2$ [1 p. 126]. Pentru grosimi mai mari curentul trece prin stratul străin pe bază de conducție electrică. Atît în cazul trecerii curentului prin efect de tunel, cît și în cazul conducției electrice, cînd cîmpul electric local atinge valori de $10^8 \sim 10^9$ V/m are loc apariția fenomenului de friting, care duce la concentrarea curentului electric și apariția rezistențelor electrice de stricțiune în ambele metale în contact. Concentrarea curentului electric are loc și atunci cînd trecerea curentului se face pe baza efectului de tunel prin suprafețe mici. În consecință rezistența electrică de trecere de la armătură la metalul lichid constă din rezistența de conducție electrică a stratului străin, în paralel cu rezistențele de stricțiune din armătură și metatlul lichid înseriate cu rezistența de tunel sau friting. Procesele sînt aceleași dar cu alte intensități la cealaltă armătură. Prin metalul lichid curentul electric trece prin conducție electrică. Astfel rezistența electrică totală de trecere a curentului electric de la o armătură la cealaltă sub forma cea mai generală e :

$$R = \frac{(R_{sa1}+R_{s1}+R_{T1})R_{f1}}{R_{sa1}+R_{s1}+R_{T1}+R_{f1}} + R_c + \frac{(R_{sa2}+R_{s2}+R_{T2})R_{f2}}{R_{sa2}+R_{s2}+R_{T2}+R_{f2}} \qquad (1)$$

unde $R_{sa1} = \frac{\rho_1}{4a_1}$, $R_{sa2} = \frac{\rho_2}{4a_2}$ — rezistențele electrice de stricțiune în cele două armături metalice solide de rezistivități ρ_1, ρ_2 și suprafețele de trecere a_1, a_2 ;

$R_{s1} = \frac{\rho}{4a_1}$, $R_{s2} = \frac{\rho}{4a_2}$ — rezistențele de stricțiune în metalul lichid ;

$R_{T1} = \frac{\rho_{T1}}{a_1}$, $R_{T2} = \frac{\rho_{T2}}{a_2}$ — rezistențele de tunel prin straturile străine de pe cele două armături solide, sau rezistențele echivalente corespunzătoare fritingului, dacă în locul efectului de tunel are loc efectul de friting ;

$R_{f1} = \frac{\rho_{f1}\delta_1}{F_1}$, $R_{f2} = \frac{\rho_{f2}\delta_2}{F_2}$ — rezistențele electrice corespunzătoare trecerii curentului electric prin conducție electrică în cele două straturi străine de rezistivități ρ_{f1}, ρ_{f2}, grosimi δ_1 respectiv δ_2 și suprafețe F_1, F_2;

R_c — rezistența de conducție electrică a metalului lichid între suprafețele echipotențiale electric, din apropierea armăturilor solide, în care a încetat fenomenul de stricțiune.

Cînd crește curentul ce trece prin contactul metalo-lichid, are loc o mărire a suprafețelor lui Hertz pe baza fenomenului de friting, care în cazul de față e numai friting de tip B deoarece unul din cele două metale în contact e lichid și deci nu e necesar ca tensiunea pe contact să atingă valoarea tensiunii de topire. Prin mărirea suprafețelor Hertz are loc o micșorare a rezistențelor electrice de stricțiune și de aici caracterul căzător al curbei care reprezintă dependența rezistenței contactului în funcțiune de curent.

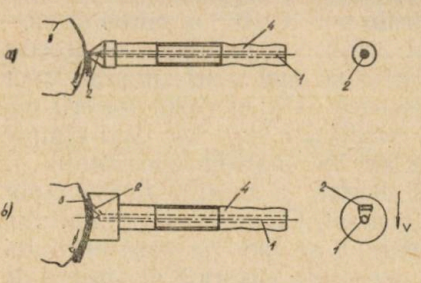


Fig. 1. Perii pentru contact alunecător metalo-lichid:
a — contact cu jet lichid; *b* — contact cu pătură de lichid.

La contactul metalo-lichid de forma din fig. 1, *b* pentru rezistența de trecere e valabilă expresia (1) procesele fiind asemănătoare în cele două straturi străine. În schimb la contactul de tipul din fig. 1, *a* apare o diferență față de cazul precedent.

La acest tip de contact trecerea curentului electric are loc de la piesa perie *4* la metalul lichid în apropierea orificiului, prin care iese jetul, deoarece conductibilitatea electrică a armăturii *4* e mult mai mare, în general, decît a metalului lichid (oțelul obișnuit e de cca. 8 ori mai bun conductor decît mercurul). Pe de altă parte, în orificiul prin care iese jetul, are loc viteza maximă din tot lungul armăturii și ca urmare aici vor fi antrenate particule din stratul străin în mare măsură, astfel încît stratul străin va avea grosimea minimă. Din această cauză va avea loc trecerea curentului electric prin efectul de tunel în măsură mult mai probabilă, pe o suprafață mult mai mare decît în oricare altă parte și ca urmare se va obține o rezistență mică de trecere de la perie la lichid. De asemenea, deoarece curentul electric trece integral prin jet pe o distanță relativ mare, rezistența electrică de conducție joacă un rol mai important decît la contactul cu pătură de lichid.

În ceea ce privește trecerea curentului electric de la lichid la armătura *3*, lucrurile sînt analoage ca la contactul cu pătură de lichid. În consecință rezistența electrică totală de trecere la contactul metalo-lichid cu jet, va avea expresia

$$R = R_{T1} + R_c + \frac{(R_{sa2} + R_{s2} + R_{T2})\, R_{f2}}{R_{sa2} + R_{s2} + R_{T2} + R_{f2}}. \qquad (2)$$

Din această cauză e posibil ca la valori mai mici ale curentului electric, ce trece prin contact, să se obțină căderi de tensiune mai mici la contactul cu jet decît la cel cu pătură lichidă. Pe măsură însă ce crește curentul, căderea de tensiune pe rezistența de conducție R_c crește linear cu curentul și fiind preponderentă la contactul cu jet, căderea totală de tensiune pe contactul cu jet, devine mai mare decît la cel cu pătură. Acest fapt e confirmat de experiență.

3. CONTACT METALO-LICHID ALUNECATOR

Trecerea curentului electric prin contactul metalo-lichid alunecător deci cînd armătura *3* din fig. 1 e mobilă, are loc în același mod ca și la contactul fix cu lichid în circulație. Procesele influențate de viteza lichidului în acest caz însă sînt mai accentuate. În primul rînd sînt influențate procesele la armătura mobilă și în al doilea rînd e influențată suprafața F de trecere a curentului electric prin metalul lichid.

Procesele la armătura mobilă sînt influențate prin aceea că se schimbă în permanență locul de trecere al curentului electric în armătură. Stratul străin care acoperă armătura mobilă nu are o grosime constantă pe întreaga suprafață de contact, în unele regiuni avînd o grosime mai mare, în altele mai mică, cu o succesiune în general neregulată. Datorită acestui fapt la curent constant are loc o variație tot neregulată a căderii de tensiune în contact. Dacă stratul străin are variații ale grosimii relativ mari de la o zonă la alta, atunci e puțin probabil că în interval de o rotație, variația grosimii stratului străin să aibă loc în așa măsură încît să modifice integral ordinea de succesiune a zonelor cu rezistență de trecere mică respectiv mare și de aceea curba căderii de tensiune are un caracter global periodic, dar nu riguros.

În al doilea rînd deoarece în majoritatea cazurilor, la contactele uzuale, stratul străin constă din molecule de aer sau gaze, care aderă de suprafețele armăturilor, legate doar prin forțele Van der Waals acestea se pot îndepărta relativ ușor la solicitări tangențiale, care sînt cu atît mai mari cu cît viteza armăturii mobile e mai mare. Aceasta înseamnă că la viteze mai mari e posibil să aibă loc o micșorare masivă a rezistenței totale de trecere pe seama rezistenței de tunel și în consecință, la curent constant, căderea de tensiune pe contact poate să scadă cu creșterea vitezei, cu toate că suprafața de contact se reduce. Și acest fapt e confirmat de experiență.

4. REZULTATE EXPERIMENTALE

În vederea verificării considerațiilor de mai înainte s-au efectuat încercări experimentale cu mercur ca metal lichid. Încercările s-au efectuat cu o instalație experimentală după schema din fig. 2. Curentul continuu s-a obținut de la un grup convertizor motor-generator. Un inel metalic *5* se rotește între peria *2* cu jet de mercur și peria *1* cu pătură de mercur. Căderile de

tensiune au fost măsurate prin intermediul unor perii auxiliare tot cu jet de mercur. Peria *1* are o formă circulară cu diametrul de $1{,}8 \cdot 10^{-2}$ m și un orificiu de aducere a mercurului sub formă de fantă de $2 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}$ m² plasată excentric la $4 \cdot 10^{-3}$ m de centru. Distanța între inelul *5* și talpa periei *1* a fost de $1{,}8 \cdot 10^{-4}$ m. Peria *2* are formă conică, cu un orificiu pentru

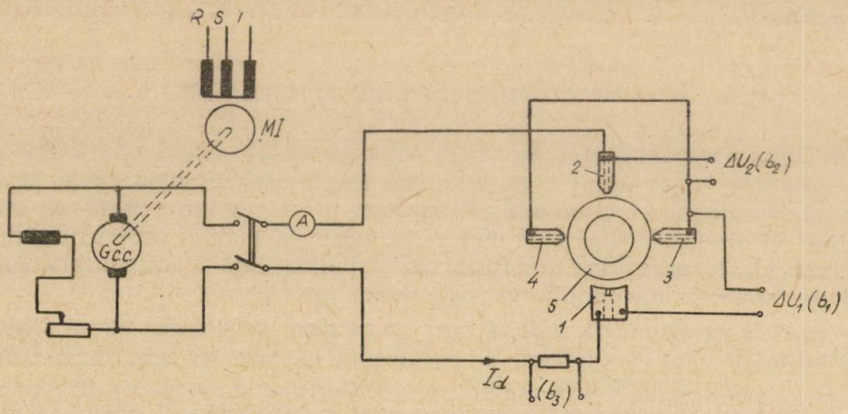


Fig. 2. Schema de încercare a contactului alunecător metalo-lichid.

jet de $1{,}5 \cdot 10^{-3}$ m, lungimea jetului fiind de 10^{-3} m. Periile auxiliare au forma periei *2* cu același orificiu, dar plasate la o distanță de $2 \cdot 10^{-4}$ m.

S-au oscilografiat curentul continuu I_d și căderile de tensiune pe cele 2 perii principale : ΔU_1 și ΔU_2 pentru diferite valori ale curentului la viteza nulă a inelului *5*. Cu ajutorul acestor oscilograme s-au trasat curbele din fig. 3. Alura curbelor R_1 și R_2 confirmă concluzia de la pct. 2.

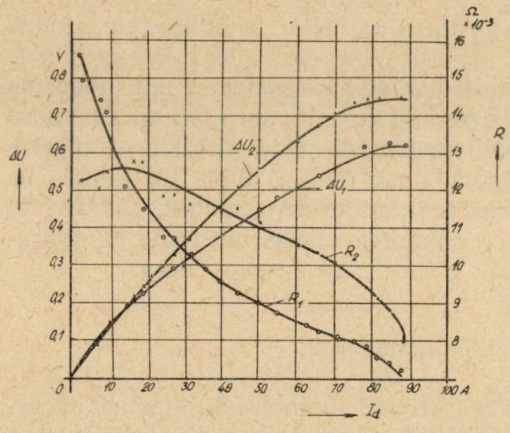


Fig. 3. Curbele de dependență ale căderilor de tensiune pe contacte și ale rezistențelor de trecere în raport cu curentul, pentru viteza de deplasare a inelului egală cu zero.

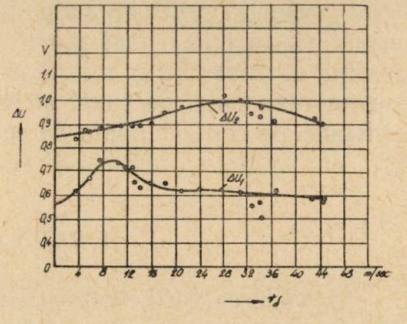


Fig. 4. Curbele de dependență în raport cu viteza de deplasare a armăturii mobile ale căderilor de tensiune pe contactele celor două perii pentru curent continuu de 100 A.

S-au efectuat încercări la curent constant și viteză variabilă spre a se vedea influența acesteia din urmă. În fig. 4 sînt prezentate rezultatele deduse din oscilograma la curent continuu constant de 100 A pentru cele 2 tipuri de perii, iar în fig. 5 rezultatele obținute în curent alternativ sinusoidal de valoare efectivă 50 A, la perie cu pătură de mercur. În curent alternativ valorile sînt obținute prin citire la instrumente și sînt trecute cele efective.

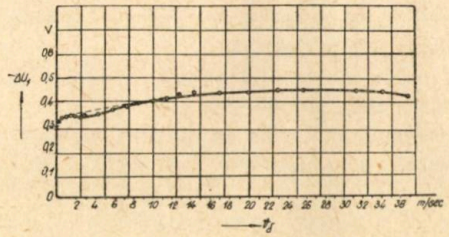


Fig. 5. Curba de dependență a căderii de tensiune în raport cu viteza de deplasare a armăturii mobile de la peria cu pătură de mercur pentru curent alternativ constant de 50 A.

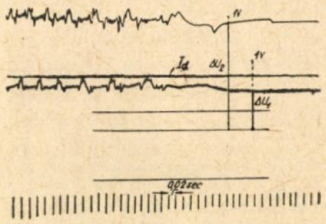


Fig. 6. Oscilograma căderilor de tensiune pe contactele alunecătoare în raport cu viteza, la curent continuu constant de 100 A.

Ambele figuri confirmă deducțiile de la punctul 3, de reducere a rezistenței de trecere cu creșterea vitezei armăturii mobile, începînd, în cazul considerat de la o viteză de cca. 27 m/sec.

In fig. 6 e prezentată oscilograma căderilor de tensiune și a curentului I_d de 100 A ce trece prin contacte, la viteză variabilă a armăturii mobile. Variațiile curbei tensiunii justifică considerațiile făcute la punctul 3.

5. CONCLUZII

Din cele prezentate rezultă că la contactul alunecător metalo-lichid trecerea curentului electric depinde de modul în care se realizează contactul.

La contact cu jet lichid trecerea curentului de la perie la jetul lichid, are loc la curenți mai mici pe baza efectului de tunel, iar la curenți mai mari pe baza efectului de friting. În ceea ce privește trecerea curentului de la metalul lichid la armătura mobilă, la curenți mai mici are loc prin conducție electrică, iar la curenți mai mari apare din ce în ce mai pronunțat fenomenul de friting.

La contactul cu pătură de lichid la ambele armături solide trecerea curentului electric, la curenți mici are loc pe baza conducției electrice a stratului străin, iar la curenți mai mari pe baza fenomenului de friting.

La ambele tipuri de perii însă viteza armăturii mobile influențează favorabil trecerea curentului electric prin aceea că reduce grosimea stratului străin și se favorizează apariția fenomenului de tunel. Din acest motiv acest tip de contact e potrivit pentru viteze mari ale armăturii mobile.

Datorită posibilității de evacuare a căldurii prin intermediul mediului în care a apărut, acest tip de contact poate funcționa totodată și cu solicitări electrice mari.

BIBLIOGRAFIE

1. R. Holm, Electriceskie contacti. Izdatelstvo Inostranoi Literaturi. Moscova, 1960.
2. P. Klaudy, Eigenschaften und Anwendungsmöglichkeiten von Flüssigkeitskontakten ETZ-A 76 (1955), H 15, S. 525—532.
3. P. Klaudy, Stromabnahme bei hohen Geschwindigkeiten. Maschinenbau und Wärmewirtschaft 11 (1956), H. 10/11, S. 315—327.
4. P. Klaudy, Fortschritte im Bau von Unipolarmaschinen durch Anwendung von Flüssigkeitskontakten. E. u. M., Bd. 78 (1961) H 3, S. 128—143.
5. T. Dordea, Asupra rezistenței electrice de trecere la contactul glisant cu mercur. Buletin Științific și Tehnic al I.P.T. 6 (20), 1961, p. 149—164.
6. A. Latour, Note sur transformation des courants alternatifs en courants continus par un procédé nouveau. Revue Générale de l'Electricité T 19 (1926), Nr. 23, p. 893—901.
7. G. D'Albon ș. a., Perfecționarea grupurilor turbogeneratoare cu generatoare unipolare. Buletinul Institutului Politehnic Iași, Tom. II (VI), Nr. 1—2, 1956, p. 253—268.
8. G. D'Albon, D. Ureșeanu, M. Gutman, Un fenomen nou observat la contactul electric Mercur-crom (în pătură subțire). (Notă preliminară). Buletinul Institutului Politehnic Iași, Tom. IV (VIII), 1958, Fasc. 1—2, p. 297—302.

О ПРОЦЕССЕ ПРОХОЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТОКА ЧЕРЕЗ СКОЛЬЗЯЩИЙ КОНТАКТ СО РТУТЬЮ

(РЕЗЮМЕ)

В работе указывается что при скользящем контакте со ртутью, с твердыми стальными арматурами, проход электрического тока зависит от вида твердых арматур, между которыми жидкий металл создает электрический ток.

При контакте с жидкой струей проход тока от арматуры щетки к жидкой струе происходит при меньших токах на основе тунельного эффекта, а при больших токах на основе фритингэффекта. Что касается прохождения тока от жидкого металла к подвижной арматуре, при меньших токах оно происходит благодаря электрической проводимости поверхностной пленки, а при больших токах проявляется все больше и больше явление фритинга.

При контакте со слоем жидкости, на обеих твердых арматурах, проход электрического тока осуществляется на основе электрической проводимости поверхностной пленки при меньших токах и на основе явления фритинга при больших токах.

В обоих видах щеток, увеличение скорости подвижной арматуры вызывает уменьшение толщины поверхностной пленки и делает возможным появление тунельного эффекта. Благодаря этому, данный контакт может быть применен при больших скоростях.

Также, ввиду возможности устранения теплоты посредством той же среды в которой она развивается, данный вид контакта может работать при больших электрических нагрузках.

SUR LE PROCESSUS DE PASSAGE DU COURANT ÉLECTRIQUE PAR LE CONTACT GLISSANT A MERCURE

(RÉSUMÉ)

On y montre que le contact glissant a mercure, les armatures solides étant en acier, la maniere de passage du courant électrique dépend du type des armatures solides entre lesquelles le métal liquide établit le contact électrique.

Dans le contact à veine liquide le passage du courant de l'armature balai à la veine fluide a lieu pour le courants faibles par effet de tunnel, et pour les courants forts, par effet de friting. En ce qui concerne le passage de courant du métal liquide a l'armature mobile pour les courants faibles, il a lieu par la conductibilité électrique de la pellicule superficielle étrangere, pendant que pour les courants forts apparaît le phénomène de friting, de plus en plus accentué.

Dans le contact avec la pellicule de liquide, le passage de courant pour les deux armatures se fait par la conductibilité électrique de la pellicule étrangère pour les courants faibles, et par le phénomène de friting pour les courants forts.

Pour les deux types de balais la vitesse de l'armature mobile provoque la réduction de l'épaisseur de la pellicule superficielle étrangère et rend ainsi possible l'apparition de l'effet de tunnel ; c'est-ce qui rend d'ailleurs utilisable ce contact pour les grandes vitesses.

De plus, une fois existente la posibilité de l'écartement de la chaleur par le milieu même où elle se développe, ce type de contact peut fonctionner avec de grandes sollicitations électriques.

CONTRIBUȚII LA CALCULUL COMPORTĂRII IN CIRCUIT A MIEZURILOR CU CICLU DE HISTEREZA RECTANGULAR *

DE

AL. ROGOJAN

INTRODUCERE

Comportarea în circuite a miezurilor magnetice cu ciclu de histereză rectangular poate fi descrisă cu ajutorul unor expresii aproximative rezultate dintr-o idealizare a ciclului de histereză și a altor ipoteze simplificatorii. Metoda are marele avantaj de a duce la calcule simple și de a furniza totodată rezultate acceptabile. In [1] este prezentată o astfel de metodă. Lucrarea de față urmărește să dea o demonstrație unitară expresiilor obținute în [1] și de a introduce o mărime derivată nouă τ_m pentru timpul de basculare, cu ajutorul căreia rezultatele calculelor se apropie mai mult de realitate. De asemenea se dau indicații cu privire la determinarea experimentală a unor mărimi ce intervin.

RELAȚII DE BAZĂ

Luăm un miez cu ciclu de histereză rectangular ca în fig. 1.

1. Aplicînd legea circuitului magnetic obținem prima relație de bază

$$N_1 I_1 - N_2 I_2 = l H_m \qquad (1)$$

Aici H_m este cîmpul magnetic considerat constant în secțiune transversală, iar l este lungimea medie a inelului.

2. Pentru miezurile cu ciclu rectangular este cunoscută expresia prezentată spre exemplu în [2]

$$\frac{1}{\tau} = S'(H_m - H_0) \qquad (2)$$

Adesea ea este scrisă sub forma

$$\frac{1}{\tau} = S'(H_m - H_c) \qquad (3)$$

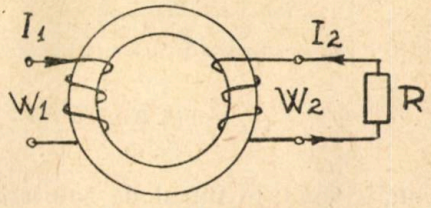


Fig. 1.

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

τ este timpul în care se petrece basculareа (se măsoară pe curba tensiunii de răspuns la basculare în funcție de timp între punctele cu ordonata de 0,1 din amplitudine), S' este o constantă de material, H_c este cîmpul coerecitiv, iar H_0 cîmpul sub care miezul de ferită nu mai basculează. La miezurile cu bună rectangularitate se poate scrie că $H_0 \cong H_c$. H_m este cîmpul constant în intervalul τ sub acțiunea căruia are loc basculareа.

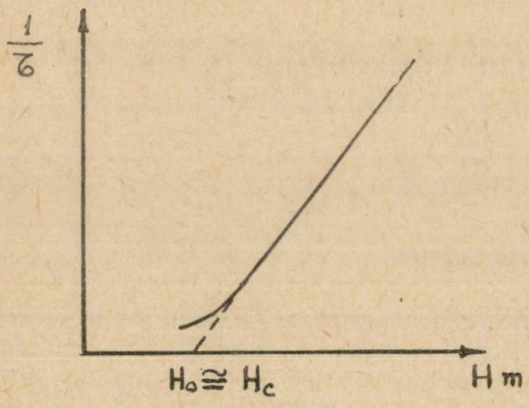


Fig. 2.

Relațiile (2) și (3) rezultă din interpretarea curbei $\frac{1}{\tau} = f(H_m)$ a cărei formă este prezentată în fig. 2. Pentru valori destul de mari a lui H_m curba este liniară [3] și deci sînt valabile relațiile de mai sus.

Cînd miezul basculează, viteza de variație a fluxului în miez $\frac{d\Phi}{dt}$, în interiorul intervalului τ, este în realitate o mărime variabilă. Ea este egală cu zero în momentul inițial, trece apoi prin maxim și ajunge din nou la zero. Cu o anumită aproximație se poate considera această viteză constantă în interiorul intervalului și egală cu zero în afară.

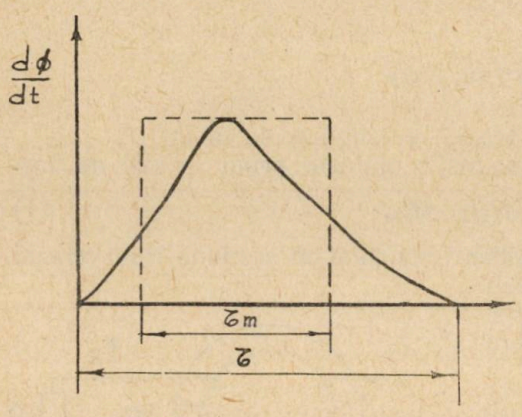


Fig. 3.

În fig. 3 avem reprezentată curba $\frac{d\Phi}{dt} = f(t)$. Se vede că putem scrie $\tau_m = \beta\tau$. Avînd în vedere că τ_m este proporțional cu τ, liniaritatea curbei $\frac{1}{\tau_m} = f(H_m)$ se păstrează. Diferă doar constanta de material, dar aceasta se determină, cum vom vedea mai tîrziu, experimental ținînd seama de τ_m.

În acest caz vom avea evident

$$\frac{d\Phi}{dt} \cdot \tau_m = 2\Phi_S \qquad (4)$$

unde Φ_S este fluxul de saturație al miezului. Introducînd pe (4) în (3) obținem :

$$\frac{d\Phi}{dt} = 2\Phi_S \cdot S'(H_m - H_c) \qquad (5)$$

Dacă notăm secțiunea transversală a miezului cu α putem scrie:

$$\frac{dB}{dt} = \frac{2\Phi_S S'}{\alpha}(H_m - H_c). \tag{6}$$

Notînd

$$\frac{2\Phi_S \cdot S'}{\alpha} = S \tag{7}$$

și introducînd în (6) obținem

$$\frac{dB}{dt} = S(H_m - H_c). \tag{8}$$

Expresia (8) formează cea de a doua relație de bază.

3. Urmărind circuitul secundar din fig. 1 putem scrie:

$$N_2 \frac{d\Phi}{dt} = I_2 \cdot R. \tag{9}$$

Dacă în circuitul secundar avem și tensiuni c.e.m. (provocate spre exemplu de miezuri de memorie care basculează) atunci relația de mai sus devine

$$N_2 \frac{d\Phi}{dt} = I_2 \cdot R + n \frac{d\Phi_1}{dt}. \tag{10}$$

Aici n este numărul de miezuri de memorie ce basculează, iar Φ_1 reprezintă fluxul în aceste miezuri. În relația (10) se presupune de asemenea că $\frac{d\Phi_1}{dt}$ este constant în intervalul de basculare. Expresia (9) respectiv (10) reprezintă cea de a treia relație de bază.

CALCULUL TIMPULUI DE BASCULARE

Eliminînd pe H_m între (1) și (6) și notînd $l \cdot H_c = F_c$ obținem:

$$\frac{d\Phi}{dt} = \frac{\alpha \cdot S}{l}(N_1 I_1 - N_2 I_2 - F_c). \tag{11}$$

Introducînd în (11) valoarea lui I_2 din (9), integrînd și ținînd seama că la integrarea timpului obținem pe τ_m, avem:

$$\tau_m = 2\Phi_S \left[\frac{1}{\frac{\alpha S}{l}(N_1 I_1 - F_c)} + \frac{N_2^2}{k(N_1 I_1 - F_c)} \right]. \tag{12}$$

Se vede că timpul de basculare are două componente una pentru miezul în gol, iar cealaltă pentru miezul încărcat. Într-adevăr cînd miezul este neîncărcat circuitul secundar este deschis, respectiv $R = \infty$, ceea ce înseamnă că termenul al doilea din paranteză este nul și timpul de basculare, în acest caz, este dat numai de primul termen. Odată cu apariția încărcării se vede că timpul de basculare crește.

CACULUL NUMĂRULUI DE SPIRE A ÎNFĂȘURĂRILOR DE PE MIEZ

Integrăm ecuațiile (10) și (11). Obținem :

$$N_2 2\Phi_S = I_2 R \tau_m + n \cdot 2\Phi_{1S} \tag{13}$$

$$N_1 I_1 = N_2 I_2 + \left(F_c + \frac{l}{\alpha S} \frac{2\Phi_S}{\tau_m} \right). \tag{14}$$

Alegînd valori pentru τ_m, R, I_2 și cunoscînd pe Φ_S, Φ_{1S} și n obținem din (13) numărul de spire secundare N_2. Dacă nu se obține pentru N_2 un număr întreg se rotunjește și cu noua valoare pentru N_2 se calculează din (13) o nouă valoare pentru τ_m. Cu ajutorul noilor valori introduse în (14) se obțin amperspirele primare $N_1 I_1$. Cunoscînd curentul I_1 se obține numărul de spire N_1.

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A MĂRIMILOR CARACTERISTICE

Fluxul la saturație Φ_S și cîmpul coercitiv H_c se determină din ciclul de histereză ridicat cu ajutorul osciloscopului.

În calcule constanta S a materialului intră în expresia $\frac{l}{\alpha S}$ pe care o determinăm cu ajutorul expresiei (12) pentru cazul miezului în circuit deschis (în gol). Avem

$$\frac{l}{\alpha S} = \frac{N_1 I_1 - F_c}{2\Phi_S} \cdot \tau_m . \tag{15}$$

Timpul de basculare τ_m, necesar în relația de mai sus, se determină cu ajutorul unei instalații pentru măsurarea caracteristicilor la impuls a miezurilor, spre exemplu ca aceea descrisă în [4]. În expresia (15) se introduc amperspirele $N_1 I_1$ la care s-a făcut măsurarea lui τ_m. Fluxul Φ_S și $F_c = l \cdot H_c$ sînt determinate ca mai sus din ciclul ridicat cu osciloscopul.

Se va avea în vedere că $\tau_m = \beta \cdot \tau = 0{,}5 \cdot \tau$. Coeficientul β poate fi determinat din curba de răspuns obținută cu ajutorul instalației pentru încercat miezurile la impuls (v. fig. 3) pe baza relației

$$\int \frac{d\Phi}{dt} dt = \left(\frac{d\Phi}{dt} \right)_{max} \cdot \tau_m . \tag{16}$$

VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ

La memoria experimentală cu miezuri de ferită construită în cadrul Centrului de calcul al I.P.T. se folosesc pentru excitarea miezurilor de memorie două matrice de comutare. Cu ajutorul expresiilor prezentate vom calcula înfășurările necesare.

La matricea de comutare se întrebuinţează miezuri de ferită de provenienţă I.C.P.E. (Institutul de cercetări şi proiectări electrotehnice Bucureşti) formate din două inele din materialul V, fiecare inel avînd dimensiunile $d_{ext}=8{,}25$ mm ; $d_{int}=6{,}75$ mm ; $h=2$ mm. Caracteristicile magnetice determinate din ciclul de histereză sînt : $B_r \cong B_S=0{,}141$ Wb/m^2 ; $H_c=17{,}5$ A/m respectiv $B_S=1\,410$ Gaus ; $H_c=0{,}22$ Örsted.

Cu acestea, ţinînd seama că avem două inele suprapuse, obţinem :

$$\Phi_S=2B_S\cdot\alpha=2\cdot 0{,}141\cdot 3\cdot 10^{-6}=0{,}85\cdot 10^{-6}\ \text{Wb}$$

$$F_c=H_c\cdot l=17{,}5\cdot 3{,}14\cdot 7{,}5\cdot 10^{-3}=0{,}415\ \text{Asp.}$$

Timpul de basculare în circuit deschis determinat cu instalaţia pentru încercarea la impuls, este $\tau_m=3\cdot 10^{-6}$ sec. respectiv $\tau_m=1{,}5\cdot 10^{-6}$ sec. Măsurătoarea s-a făcut cu o excitare $I_1=0{,}08$ A şi $N_1=20$ spire. Putem calcula acum pe $\frac{l}{\alpha\cdot S}$ cu ajutorul expresiei (15). Avem :

$$\frac{l}{\alpha\cdot S}=\frac{20\cdot 0{,}08-0{,}415}{2\cdot 0{,}85\cdot 10^{-6}}\cdot 1{,}5\cdot 10^{-6}=1\cdot\frac{\text{Asp}\cdot\text{sec}}{\text{Wb}}.$$

Cu ajutorul matricei de comutare se excită o singură matrice de memorie, deci $n=1$. Matricea de memorie conţine miezuri de aceeaşi provenienţă ca şi cele de comutare. Ele au

$$2\cdot\Phi_{1S}=11{,}5\cdot 10^{-8}\ \text{Wb.}$$

În funcţie de curentul necesar pentru bascularea miezurilor de memorie iau $I_2=0{,}5$ A. De asemenea iau $R=2{,}5$ ohmi şi $\tau_m=2\cdot 10^{-6}$ sec. Din relaţia (13) obţinem :

$$N_2=\frac{0{,}5\cdot 2{,}5\cdot 2\cdot 10^{-6}+1\cdot 11{,}5\cdot 10^{-8}}{2\cdot 85\cdot 10^{-8}}\cong 1{,}5\ \text{spire.}$$

Luăm $N_2=1$ spiră şi recalculăm pe τ_m tot cu ajutorul relaţiei (13)

$$\tau_m=\frac{N_2\cdot 2\Phi_S-n\cdot 2\Phi_{1S}}{I_2\cdot R}=\frac{1\cdot 2\cdot 85\cdot 10^{-8}-11{,}5\cdot 10^{-8}}{0{,}5\cdot 2{,}5}=1{,}5\cdot 10^{-6}\ \text{sec.}$$

Cu acest nou τ_m calculăm din relaţia (14) amperspirele primare N_1I_1. Avem :

$$N_1I_1=1\cdot 0{,}5+0{,}415+1\ \frac{2\cdot 0{,}85\cdot 10^{-6}}{1{,}5\cdot 10^{-6}}\cong 2\ \text{A sp.}$$

Cum $I_1=0{,}08$ A obţinem numărul de spire primare :

$$N_1=\frac{2}{0{,}08}=25\ \text{spire.}$$

Numărul de spire primare determinate pe cale experimentală este de 30—34 ceea ce arată o concordanţă acceptabilă.

Alte exemple de întrebuinţare a metodei se găsesc în [1].

CONCLUZII

Din cele de mai sus se vede că metoda de calcul arătată poate fi întrebuințată cu rezultate acceptabile pentru aprecierea funcționării miezurilor cu ciclul de histereză rectangular și pentru obținerea unor valori orientative, cu ocazia proiectării circuitelor ce conțin astfel de miezuri.

BIBLIOGRAFIE

1. D. A. H. Brown, Approximate Methods for Calculating the Behaviour of Square Loop Magnetic, Cores in Circuits. Electronic Engineering. Juli 1959, Vol. 31, Nr. 377, pag. 408.
2. B. B. Kobelev, Ostilograficeskaia ustanovka dlia sniatia petli ghieterezisa malih feritovih serdecinikov. Magnitnie elementi (Sbornik statei). Inst. tocinoi mechaniki i vicislitelnoi tehniki. Acad. nauk SSSR. Moscova, 1960, pag. 97.
3. N. I. Merkulov, A. A. Pavlikov, A. S. Fedorov, Zapominaiuscie ustroistva BESM-2. Moscova, 1962, p. 27.
4. Al. Rogojan și I. Hoffmann, Instalație pentru încercarea feritelor la impuls. Studii și cercetări științe tehnice, Tom X, Nr. 1/1963. Acad. R.P.R., Baza de cercetări științifice Timișoara.

К РАСЧЕТУ ПОВЕДЕНИЯ В ЦЕПИ СЕРДЕЧНИКОВ С ПРЯМОУГОЛЬНЫМ ГИСТЕРЕЗИСНЫМ ЦИКЛОМ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит доказательство приближенного метода для расчета поведения в цепи ферритовых сердечников с прямоугольным гистерезисным циклом. Также даются приемы опытного определения основных величин. В заключении сопоставляются теоретические данные с опытными, откуда следует что описанный метод дает допустимые результаты.

BEITRÄGE ZUM BERECHNEN DES VERHALTENS IM STROMKREIS DER KERNE MIT RECHTECKIGER HYSTERESESSCHLEIFE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit bringt eine einheitliche Beweisführung einer Methode für die Berechnung des Verhaltens im Stromkreis der Ferritkerne mit rechteckiger Hysteresesschleife. Methoden für die experimentelle Bestimmung der Grundgrössen werden auch angeführt. Zum Schluss wird ein Vergleich der durch Versuche erhaltenen Ergebnisse mit jenen durch Berechnung erhaltenen angeführt. Der Vergleich bringt die Schlussfolgerung, dass die Methode zu annehmbaren Ergebnissen führt.

DISPOZITIV DE INTRODUCERE A MIEZURILOR IN INSTALAȚIA PENTRU INCERCAREA FERITELOR LA IMPULS *

DE

AL. ROGOJAN

INTRODUCERE

Sortarea miezurilor de ferită, pentru construirea memoriilor calculatoarelor electronice numerice, se face cu ajutorul instalațiilor de încercare la impuls. O parte importantă a acestor instalații este dispozitivul pentru prinderea miezului. Realizarea lui ridică cîteva probleme cărora e necesar să li se acorde toată atenția. In cele de mai jos vom arăta care sînt aceste probleme și cum au fost rezolvate la instalația de încercare construită de noi [1].

SCHEMA ELECTRICĂ A DISPOZITIVULUI

După cum este arătat în [1] miezul este conectat în circuitul secundar al unui transformator de curent ce lucrează în impulsuri. Schema circuitului trebuie să asigure :

1. Posibilitatea măsurării și verificării cu ajutorul osciloscopului a amplitudinii impulsurilor de excitare.

2. Posibilitatea vizualizării pe ecranul osciloscopului a tensiunii de răspuns, cînd miezul basculează, și a măsurării amplitudinii acestei tensiuni.

3. Evitarea perturbațiilor cauzate de existența unui flux care se închide prin aer și nu prin miez, sau datorită căderii de tensiune a curentului de excitație pe rezistența tijei ce poartă miezul.

La instalația descrisă în [1] se determină amplitudinea impulsurilor prin măsurarea căderii de tensiune pe o rezistență de 0,5 ohmi, introdusă în serie în circuitul secundar al transformatorului. Conductorul acestui secundar trece o singură dată prin orificiul miezului ce se încearcă.

Vizualizarea s-a obținut, într-o primă fază, aducînd la intrarea osciloscopului tensiunea de basculare obținută într-o spiră de citire separată de aceea de excitare. Pentru evitarea apariției unei tensiuni perturbatoare în spira de citire datorită fluxului ce se închide prin aer, aceasta s-a înfășurat

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

foarte aproape de miez așa fel ca între miez și spiră suprafața prin care poate trece fluxul să fie neglijabilă, ceea ce face ca întregul flux înlănțuit de spira de citire să fie fluxul din miezul de ferită. Folosirea unei spire de citire separate evită și perturbația datorită apariției căderii de tensiune a curentului de excitație pe rezistența tijei, care, în cazul cînd se lucrează fără spiră separată de citire, se adaugă la tensiunea de răspuns.

Această construcție dă rezultate foarte bune în ceea ce privește exactitatea măsurătorii. Ea nu poate fi însă folosită atunci cînd e vorba de sortarea unor cantități mari de miezuri, deoarece în acest caz la fiecare miez măsurat trebuie executată operația de introducere a spirei de citire în miez ceea ce înseamnă creșterea inadmisibilă a manoperei.

Evitarea introducerii spirei de citire la fiecare miez se poate face ca în [2] prin construirea tijei, pe care se prinde miezul, din doi conductori coaxiali. Aici pentru evitarea perturbației datorită închiderii fluxului prin aer se folosește o buclă de compensare.

Cînd diametrul interior al miezului este mic, de ordinul milimetrului, confecționarea unei tije coaxiale, care să aibă calitățile electrice și mecanice necesare, este foarte dificilă. De aceea în construcția finală am folosit o tijă simplă, iar instalația descrisă în [1] lucrează în prezent cu acest dispozitiv nou. Schema electrică a lui se vede în fig. 1.

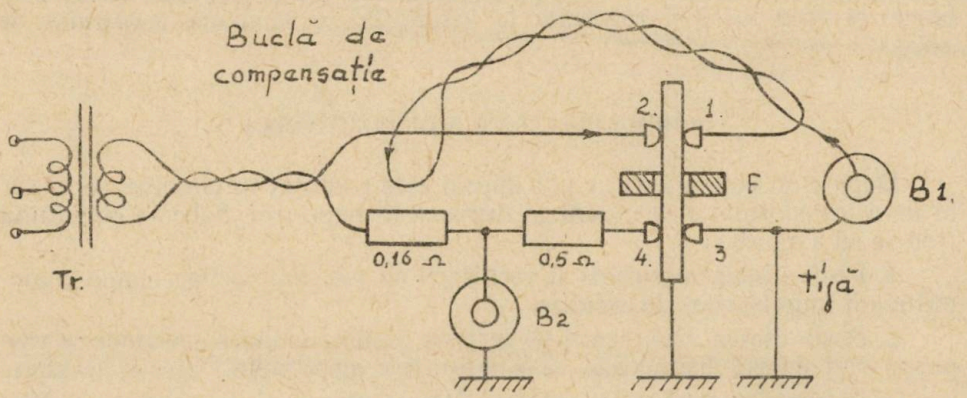


Fig. 1.

T_r este un transformator de curent. El furnizează impulsul de excitare a miezului. Pentru a obține o durată minimă a primului front al impulsului s-a stabilit experimental că în circuitul secundar trebuie să avem conectată o rezistență de 0,66 ohmi. Miezul de ferită ce se verifică se așază pe tija T_j care, prin apăsare, este introdusă între perechile de contacte *1—2* și *3—4*. Secundarul transformatorului, contactele *2* și *4* împreună cu tija T_j formează circuitul de excitare. Contactele *1* și *3*, bucla de compensare și intrarea osciloscopului, conectat la bucșa B_1, formează circuitul de citire, în care apare tensiunea de răspuns.

Rezistența necesară în circuitul secundar al transformatorului este formată din rezistențele 0,16 ohmi și 0,5 ohmi. Prin intermediul bucșei B_2 căde-

rea de tensiune pe aceasta din urmă poate fi dusă la intrarea osciloscopului, în scopul măsurării amplitudinii impulsurilor de excitare. În serie cu rezistența de 0,5 ohmi se găsește și rezistența de contact între contactul *4* și tijă respectiv între tijă și contactul *3*. Rezistențele de contact sînt însă mici față de 0,5 ohmi așa fel că nu introduc erori. Introducerea tijei între contacte se face prin frecare, ceea ce asigură curățirea acestora și deci o rezistență mică de trecere.

Pentru evitarea apariției unei căderi de tensiune pe tijă, provocată de curentul de excitare, care ar intra în circuitul de citire provocînd erori, s-a micșorat rezistența electrică a tijei între perechile de contacte prin apropierea cît mai mult a perechilor, prin realizarea tijei cu secțiunea maximă pe care o permite orificiul miezului de încercat și prin alegerea unui material pentru tijă cu conductibilitate cît mai ridicată. Modul de plasare a contactelor concură de asemenea la acest rezultat căci contactele *2* și *4* formează borne de curent, iar contactele *1* și *3* borne de tensiune.

Cîmpul magnetic din jurul tijei, provocat de curentul de excitare, străbate și suprafața circuitului de citire, în care se induce tensiunea de răspuns. Pe noi ne interesează numai tensiunea indusă de variația fluxului din miez, însă în realitate la formarea tensiunii de răspuns contribuie și fluxul care trece prin suprafața circuitului de citire dar în afara miezului. Pentru eliminarea acestei componente perturbatoare se introduce în serie cu circuitul de citire o buclă care se cuplează cu circuitul de excitare și anume așa fel încît tensiunea indusă în buclă să fie de sens invers cu tensiunea indusă în restul cricuitului de citire. Ajustarea compensării se face modificînd cuplajul pînă cînd, în absența miezului de ferită pe tijă, se obține, la osciloscopul conectat la circuitul de citire, tensiune nulă. La construcția noastră s-a reușit a se face compensarea așa fel încît în condițiile indicate nu se mai poate observa nici o tensiune perturbatoare. S-au făcut și verificări prin determinarea caracteristicilor aceluiași miez de ferită atît cu metoda cu circuit de citire prin spiră separată cît și prin cea nouă și nu s-a observat nici o diferență.

CONSTRUCȚIA MECANICĂ

Părțile componente ale dispozitivului sînt introduse într-o cutie metalică pe partea frontală a căreia se găsesc cele 4 contacte, tija și două butoane. Prin apăsarea unui buton tija este împinsă între contacte, după ce în prealabil s-a introdus miezul pe ea. Tija, printr-un mecanism ce se află în interiorul cutiei, este zăvorîtă în această poziție pe timpul cît se face măsurătoarea. Cînd dorim să schimbăm miezul se apasă pe cel de al doilea buton, operație prin care tija este eliberată și un resort o împinge în afara contactelor.

Forma tijei trebuie să permită introducerea miezului și ținerea lui în poziția corespunzătoare între contacte, iar pe de altă parte trebuie să asigure o rezistență mecanică suficientă pentru a nu se deforma (încovoia) datorită eforturilor ce se exercită asupra ei în momentul introducerii între

contacte. Avînd în vedere acestea tija este construită așa cum se vede în figura 2. Tija între contacte cu miezul pe ea este arătată în figura 3.

La vîrful tijei se află o parte cilindrică pe care se introduce miezul. Urmează apoi o parte plată, necesară în această formă pentru a constitui un prag ce fixează poziția miezului și pentru a mări rezistența mecanică. În rest figurile arată clar construcția și nu necesită explicații.

Pentru a avea simultan rezistență mecanică mare și rezistență electrică mică tija este confecționată din bronz fosforos.

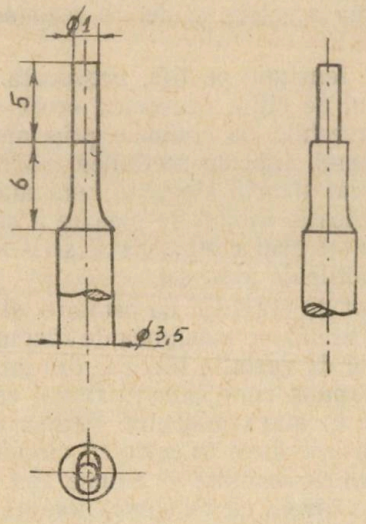


Fig. 2.

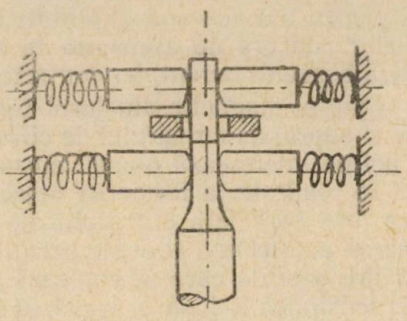


Fig. 3.

Contactele sînt de formă cilindrică. Pentru a se putea introduce tija între contacte, partea lor din față este tăiată înclinat ca în figura 4. Efortul asupra tijei va fi cu atît mai mic cu cît unghiul α este mai mic. Aceasta poate duce la necesitatea măririi diametrului contactului, cînd el e de formă cilindrică, pentru ca tija să poată intra între contacte.

Legătura electrică la contacte se face prin liță flexibilă. Modului de prindere al liței trebuie să i se acorde multă atenție

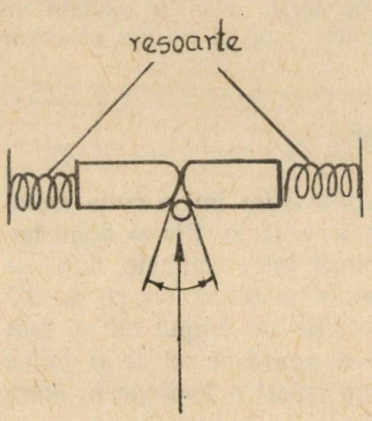


Fig. 4.

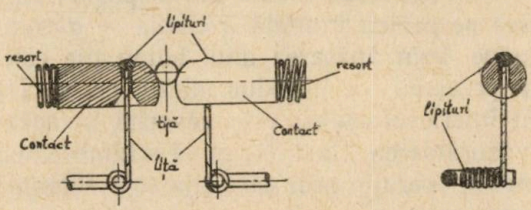


Fig. 5.

deoarece liția este supusă la multe încovoieri și poate apărea ruperea ei prea devreme. În figura 5 se vede metoda de prindere pe care am întrebuințat-o.

În figura 6 este prezentată fotografia dispozitivului de prindere realizat.

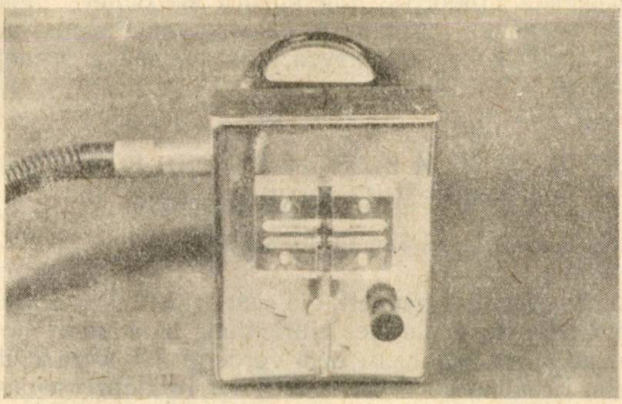


Fig. 6.

CONCLUZII

Dispozitivul de prindere a miezului, construit în conformitate cu cele de mai sus, a dat în exploatare satisfacţie deplină. Pînă în prezent au fost încercate circa 5 000 miezuri fără să se observe vreo defecţiune sau uzură.

Experienţa obţinută va sta la baza construirii unui dispozitiv de prindere a miezului pentru o instalaţie automată de încercat miezurile la impuls.

BIBLIOGRAFIE

1. Al. Rogojan şi I. Hoffmann, Instalaţie pentru încercarea feritelor la impuls. Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice. Tom. X nr. 1/1963. Academia R.P.R. Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara.
2. T. H. Bonn, R. D. Torrey, F. Bernstein, B-H Tester Measures Memory core Parametres. Electronics 17 ian. 1958. Vol. 31 nr. 3 p. 76.
3. B. H. Kaminskii. E. H. Filinov, Otbor magnetnîh serdecinikov dlia matricinîh zapominaiuscih ustroistv. Tifrovaia tehnika i vîcislitelnîie ustroistva. Acad. Nauk CCCP Moscova 1962.

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ ВВЕДЕНИЯ СЕРДЕЧНИКОВ В УСТАНОВКУ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ФЕРРИТОВ НА ИМПУЛЬС

(РЕЗЮМЕ)

В работе указываются вопросы которые необходимо разрешить при постройке приспособления для введения сердечников в измерительную установку. Вопросы эти электрической и механической природы.

Даются решения принятые для нового вводящего приспособления испытательной установки, созданной на калкуляционном центре Тимишорского политехнического института, показавшей в эксплуатации хорошие результаты.

VORRICHTUNG ZUM EINFÜHREN DER FERRITKERNE IN DIE MESSEINRICHTUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden die Fragen behandelt, die sich beim Bauen einer Vorrichtung zum Einführen der Kerne in die Messeinrichtung aufwerfen. Sie sind elektrischer und mechanischer Natur. In den Vordergrund werden die Lösungen gestellt, die beim Erbauen der Vorrichtung des Rechenzentrums des Temesvarer Politechnischen Instituts angenommen wurden. Diese Vorrichtung hat sich als eine gute erwiesen.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL UNUI CIRCUIT LOGIC CU TRANZISTOARE *

DE

AL. ROGOJAN, A. SOCENEANȚU

I. INTRODUCERE

În ultimii ani s-a răspîndit tot mai mult metoda folosirii circuitelor unice numite module în tehnica calculatoarelor. Cu ajutorul unui modul se pot construi scheme logice foarte complexe.

În cazul folosirii modulelor se poate da o atenție deosebită studiului și proiectării acestui element unic, astfel încît să prezinte caracteristici optime și siguranță mare în funcționare. De asemenea verificările experimentale precum și tehnologia de confecționare sînt mult mai ușor de executat.

Un circuit de tip modul a fost descris în [1]. Autorul a demonstrat că circuitul permite realizarea tuturor dispozitivelor necesare la realizarea părților logice a unui calculator. El l-a folosit numai pînă la o frecvență de 7 kHz.

În lucrarea de față ne propunem să studiem modulul păstrîndu-i schema principială, în scopul obținerii unor frecvențe de lucru mai mari. În continuare se vor prezenta studiile făcute cu privire la modificarea modulului în sensul de a obține viteze de lucru mult mai mari.

II. MĂSURĂTORI ASUPRA TRANZISTORULUI

Tranzistorul care s-a folosit pentru construirea modulului este EFT 308 de proveniență indigenă. Pentru a putea fi utilizat, a fost nevoie să se ridice o caracteristică specifică regimului de lucru de comutație și anume: curba care dă forma de variație a timpului de stocare în funcție de curentul direct I_{bd} și curentul invers I_{bi} de bază pentru un anumit curent de colector.

Schema ce s-a folosit pentru măsurare este prezentată în figura 1.

Grupul format din $E_{compens.}$ și R_3 a fost necesar pentru a compensa componenta continuă pe care o are generatorul de impulsuri dreptunghiulare Orion tip TR-0401.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

Descrierea funcționării schemei și a modului de lucru este prezentată în literatură [3]. Relațiile de calcul a curentului direct și invers sînt:

$$I_{bd} = \frac{V_2 - (U_D + U_{BE})}{R_2} - I_{R_1}. \tag{1}$$

$$I_{bt} = \frac{V_1 + 0{,}15}{R_1}. \tag{2}$$

Rezultatele măsurătorii timpilor de stocare cu ajutorul schemei din figura 1 executate pentru un lot de 30 de tranzistori sînt prezentate în figura 2, și

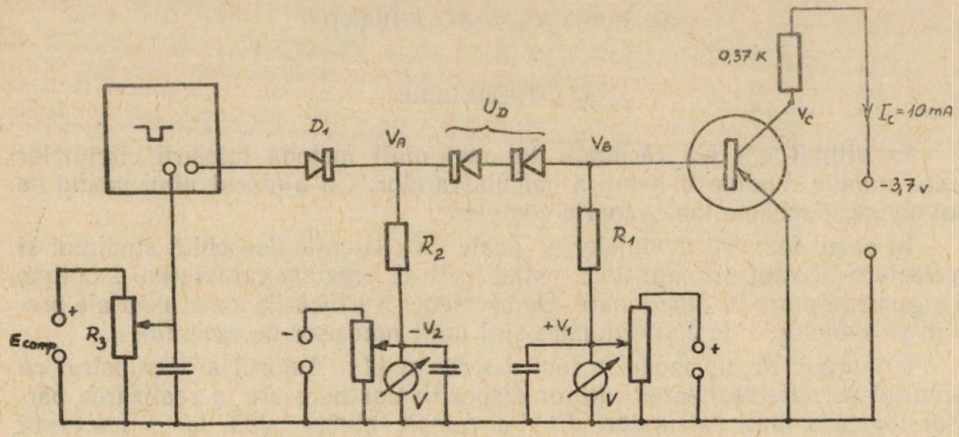


Fig. 1.

respectiv figura 3. După cum se vede, timpii de stocare diferă în funcție de valoarea coeficientului de amplificare β. La dimensionarea modulelor trebuie

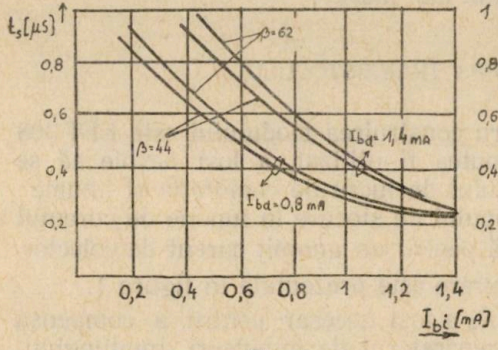


Fig. 2.

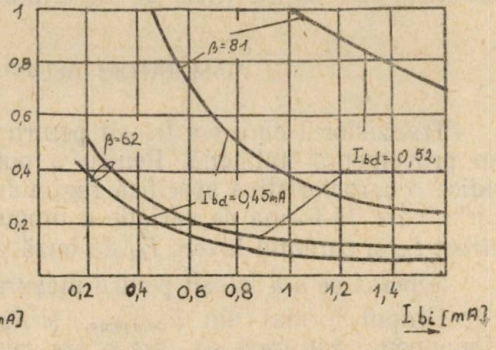


Fig. 3.

să se țină cont de faptul că valoarea lui β variază de la tranzistor la tranzistor, și să se admită pentru un modul o anumită gamă în limitele căreia să poată varia β.

Pentru a se putea calcula cu relația (1) curentul de bază direct, s-a ridicat și curba $U_{BE}=f(I_{bdir})$ pentru diferite tensiuni între colector și emiter U_{CE}. Rezultatul se prezintă în figura 4. Curbele din figura 4 s-au ridicat pentru același lot de 30 de tranzistoare.

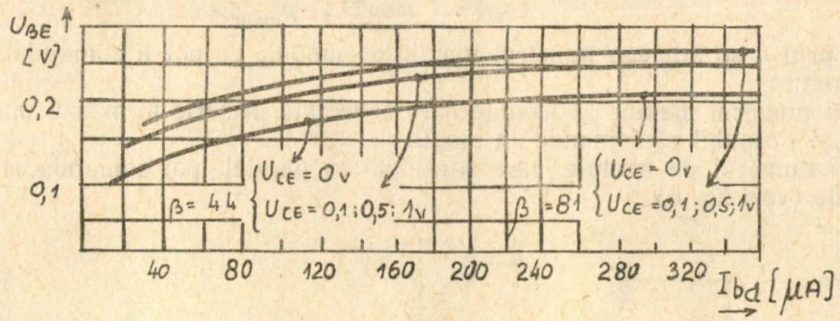


Fig. 4.

III. DESCRIEREA SCHEMEI MODULULUI

Schema modulului este arătată în figura 5.

Pentru construcția modulului s-au admis tranzistori cu β cuprins între 40÷50. Nu s-a putut lua o gamă mai largă de variație pentru că în acest

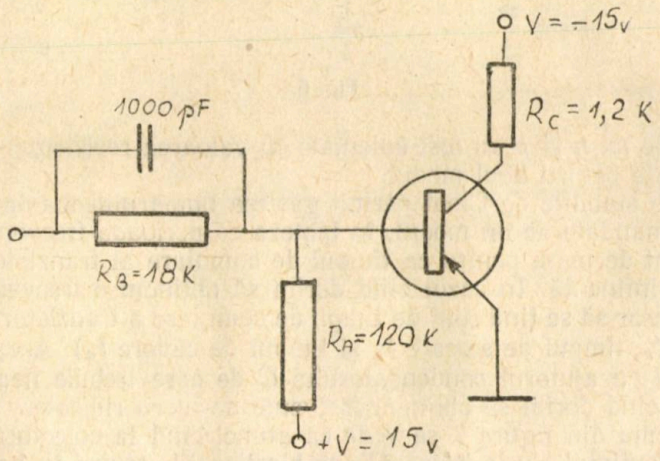


Fig. 5.

caz același impuls de comandă, produce un anumit timp de stocare la tranzistorul cu β mic, iar la alt tranzistor cu β mare, produce un timp de stocare mult mai lung. Aceasta se vede clar din diagrama prezentată în figura 3. De exemplu pentru $I_{bdir}=0{,}52$ mA, și $I_{binv}=1$ mA, rezultă un timp de stocare t_s de 1 μs pentru tranzistorul cu $\beta=81$ și un timp $t_s=0{,}17$ μs pentru cel cu $\beta=62$.

Pentru un tranzistor mediu $\beta=44$ din gama aleasă, folosind relațiile date de Cloot pentru regimul staționar s-au obținut următoarele rezultate, luînd ca temperatură maximă de lucru 53 °C :

$$I'_{c_0\,max}\cong 110\,\mu A. \tag{3}$$

$$n\cong 19;\quad m\cong 27;\quad p_{n=10}\cong 22 \tag{4}$$

unde prin n se înțelege numărul maxim de module ce pot fi comandate de un modul ;

m numărul maxim de module care conectate în serie formează un circuit „și", capabil să comande un modul ;

p numărul de module, care conectate în paralel, pot comanda alte n module (vezi fig. 6).

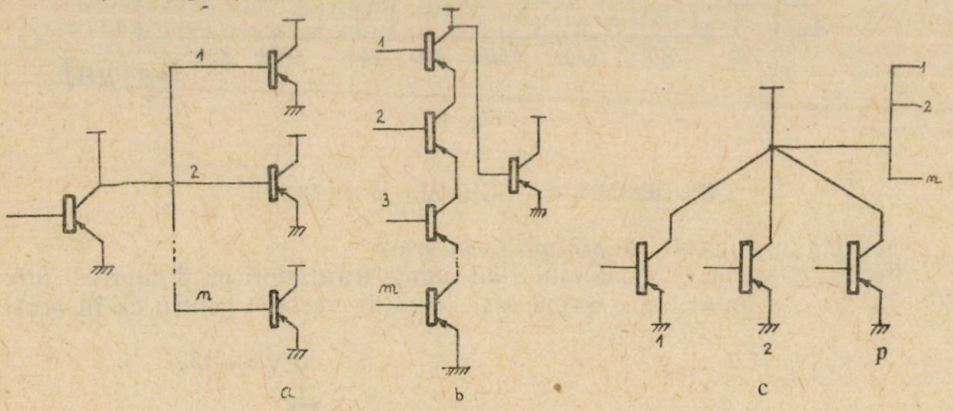


Fig. 6.

Mărimile m, n și p au fost calculate cu valoarea rezistențelor și tensiunilor adoptate pentru noul modul.

Relațiile stabilite de Cloot permit găsirea numărului maxim de module ce pot fi comandate de un modul, în ipoteza că perioada frecvenței de lucru este suficient de mare pentru ca timpul de comutare al tranzistorului să nu aibă nici o influență. În cazul cînd dorim să obținem o frecvență de lucru mare, e necesar să se țină cont de timpii de comutare a tranzistorului (timpul de ridicare t_r, timpul de stocare t_s și timpul de cădere t_c). Acești timpi pot fi modificați cu ajutorul condensatorului C de care trebuie neapărat să se țină seama cînd dorim să obținem frecvențe de lucru ridicate.

În schema din figura 7 se vede că atunci cînd la colectorul tranzistorului T_1 potențialul scade brusc (T_1 se blochează), atunci în baza lui T_2 ia naștere un curent direct :

$$I_{bd}=I_c+I_{R_B\,med}-I_{R_A}. \tag{5}$$

Cînd T_1 trece în stare conductoare crește brusc potențialul la colectorul tranzistorului T_1 și apare un curent invers la baza lui T_2.

$$I_{bi}=I_c+I_{R_A}-I_{R_B\,med}. \tag{6}$$

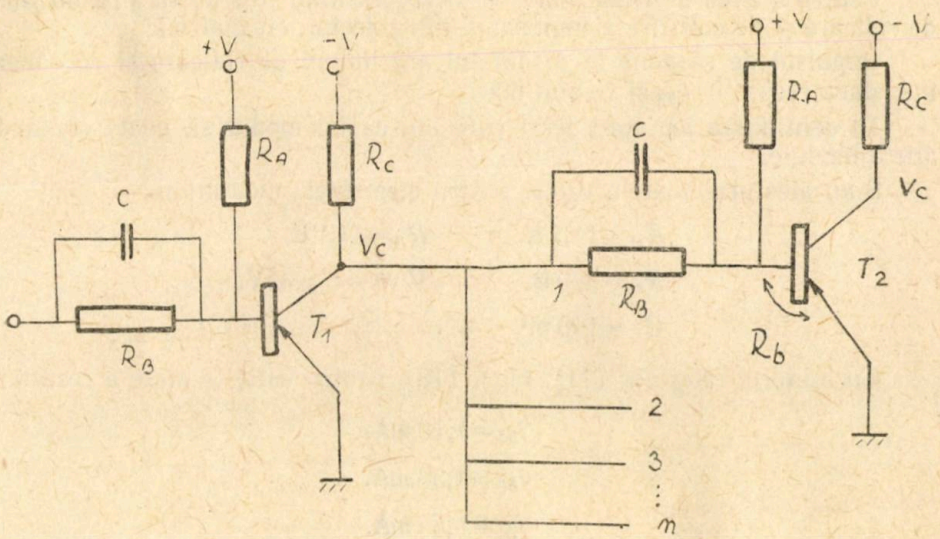


Fig. 7.

În stare staționară cînd T_2 conduce, curentul lui de bază este:

$$I_b = I_{R_B} - I_{R_A}. \tag{7}$$

Valorile medii ale curenților care trec prin condensator în timpul saltului și prin rezistența R_B se dau mai jos:

$$I_c = \frac{V'_{c\,med} \cdot C}{\Delta t} \tag{8}$$

unde:

$$\Delta t \cong 3 (R_c + R_b) C. \tag{9}$$

În mod similar

$$I_{R_B\,med} = \frac{V'_{c\,med}}{R_B}. \tag{10}$$

Ținînd cont de relațiile (8), (9), (10), relațiile (5), (6), (7) se pot scrie sub forma:

$$I_{bd} = \left(1 - \frac{n \cdot R_c}{R_B + R_c}\right)\left(\frac{C}{\Delta t} + \frac{1}{R_B}\right)\frac{V}{2} - \frac{U_A}{R_A}. \tag{11}$$

$$I_{bi} = \left(1 - \frac{n \cdot R_c}{R_B + R_c}\right)\left(\frac{C}{\Delta t} - \frac{1}{R_B}\right)\frac{V}{2} + \frac{U_A}{R_A}. \tag{12}$$

$$I_b = \frac{V}{R_B + R_c} - \frac{U_A}{R_A}. \tag{13}$$

Pentru a avea o viteză mare de lucru, modulul trebuie să aibe un timp de ridicare și de coborîre a impulsului din colector, cît mai mic.

Impulsul de răspuns al modulului are timpul de ridicare și de cădere mic, dacă respectiv I_{bd} și I_{bi} sînt mari.

În continuare am considerat suficient ca un modul să poată comanda alte 3 module.

S-au ales următoarele valori pentru elementele modulului:

$$R_B = 11{,}7\,\text{K.} \qquad R_A = 17{,}1\,\text{K.}$$

$$R_c = 480\,\Omega. \qquad -V = +U_A = 5\text{V.}$$

$$C = 190\,\text{pF.}$$

Cu ajutorul relațiilor (11), (12), (13), pentru valorile alese a rezultat:

$$I_{bd} = 1{,}16\,\text{mA.}$$

$$I_{bi} = 1{,}38\,\text{mA.}$$

$$I_b = 0{,}39\,\text{mA.}$$

Folosind relațiile cunoscute [3] pentru determinarea timpului de ridicare se obține:

$$N = \frac{1{,}13}{0{,}275} \cong 4{,}1.$$

$$T_{cE} = \frac{\beta}{2\pi f_{co}} = \frac{44}{6{,}28\,13 \cdot 10^6} = 0{,}54\,\mu\text{s.}$$

$$t_r = T_{cE} \ln \frac{N}{N-1} = 0{,}54 \ln \frac{4{,}1}{3{,}1} = 0{,}13\,\mu\text{s.}$$

unde N este factorul de supraacționare. El este raportul dintre I_b de comandă și I_b în cotul curbei. Pentru determinarea timpului de stocare folosind curbele din figura 2 se obține $t_s = 0{,}26\,\mu\text{s}$.

Timpul de încărcare și descărcare a condensatorului este

$$\Delta t = 3\,(R_c + R_b)\,C = 3\,(0{,}48 + 0{,}1)\,10^3 \cdot 190 \cdot 10^{-12} = 0{,}333\,\mu\text{s.}$$

Deci în baza tranzistorului se introduce un curent invers $I_{bi} = 1{,}36$ mA timp de 0,333 μs din care 0,25 μs sînt necesare pentru a scoate tranzistorul din saturație, deci va mai rămîne

$$t_c = 0{,}333 - 0{,}25 = 0{,}083\,\mu\text{s}$$

timp în care va acționa același curent asupra bazei pentru a produce căderea tensiunii, iar după aceasta, condensatorul fiind descărcat se va acționa în continuare pînă tranzistorul se blochează cu un curent invers egal cu I_{R_A}

$$I_{R_A} = \frac{5\text{V}}{R_A} = \frac{5}{17{,}1} \cong 0{,}29\,\text{mA.}$$

Folosind expresia variației curentului de colector [3] se poate determina un 0,083 μs cît a scăzut acest curent

$$I_c = I'_c e^{-t/T_{cE}} - \beta_0 I_{bi}(1 - e^{-t/T_{cE}}) = 10\, e^{-\frac{0,083}{0,54}} - 44 \cdot 1,36 (1 - e^{-\frac{0,083}{0,54}}) =$$

$$= 0,34 \text{ mA} < 0,05\, I'_c .$$

Se observă că frontul din spate al impulsului are o durată de 0,083 μs. În concluzie timpul total în care se blochează tranzistorul este

$$t_s + t_c = 0,25 + 0,083 = 0,333 \text{ μs}.$$

În figura 8 se prezintă sub formă grafică rezultatele obținute prin calcul, iar în figura 9 rezultatele obținute pe cale experimentală. Se vede că

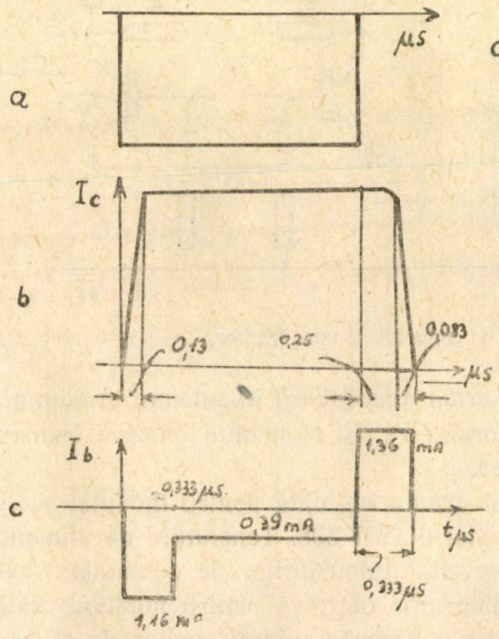


Fig. 8. Curentul de colector și bază, rezultă din calcul:

a — impulsul de comandă; *b* — curentul de colector; *c* — curentul de bază.

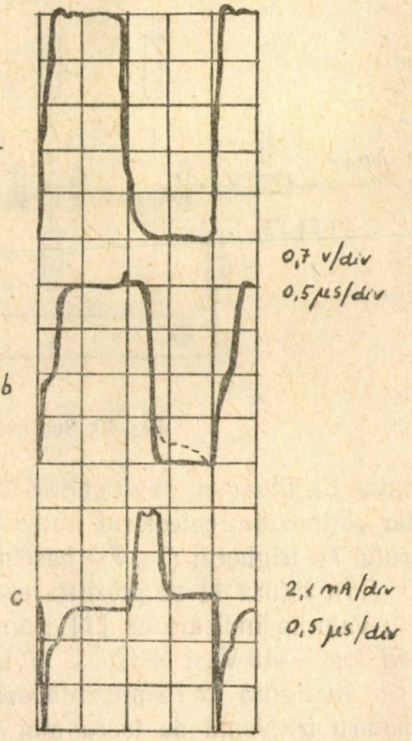


Fig. 9. Curenții de colector și bază măsurați:

a — impulsul de comandă; *b* — curentul de colector; *c* — curentul de bază.

rezultatele practice sînt apropiate de cele obținute prin calcul. În figura 9, *b* s-a reprezentat cu linie întreruptă variația potențialului la colector, cînd modulul comandă alte trei module. După cum se vede, frontul din față nu suferă modificări ci doar frontul din spate.

IV. SCHEME REALIZATE CU AJUTORUL MODULULUI

a. Trigherele

Folosind acest tip de modul, s-au realizat trighere (fig. 10).

Pentru comanda fiecărui trigher T_3 și T_4 e nevoie de un modul suplimentar (T_2). Schema funcționează în felul următor : T_2 conduce în permanență, și se blochează doar cînd apare un impuls ascuțit pozitiv prin capaci-

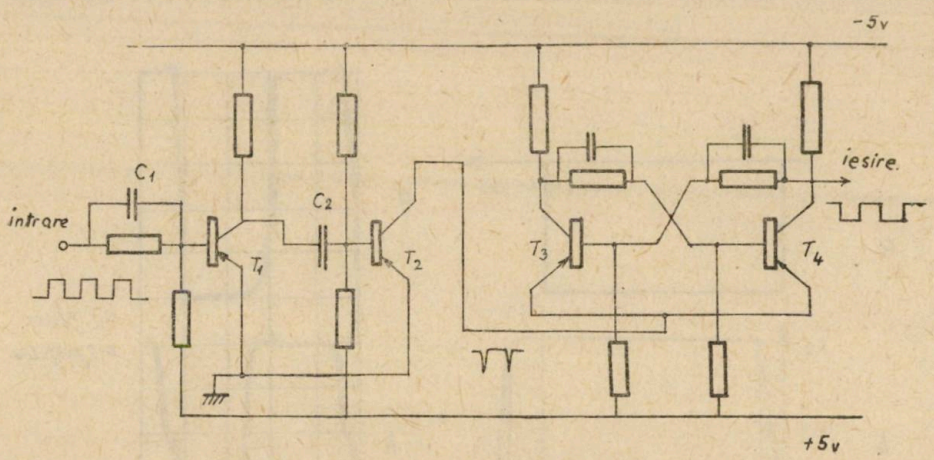


Fig. 10. Schema de comandă a unui trigher.

tatea C_2, impulsul ce se obține în urma diferențierii impulsului dreptunghiular obținut din colectorul tranzistorului T_1. În momentul blocării tranzistorului T_2, trigherul (T_3, T_4) basculează.

În figura 11 se prezintă oscilograma obținută pentru modulul realizat cu valorile indicate de [1] tranzistorul EFT-308. Tensiunile de alimentare au fost —15 V și +12,5 V și frecvența impulsurilor de comandă 10 kHz.

În figura 12 se prezintă oscilograma obținută pentru modulul realizat pentru frecvență de lucru mai mare. Frecvența impulsurilor de comandă este 200 kHz.

Ca o particularitate al acestui mod de comandă (fig. 10) apare faptul că la trigher nu se obțin la ieșire impulsuri de aceeași durată, și ele diferă cu dublul duratei impulsului de comandă.

Aceasta se poate vedea și din figurile 11 și 12.

Durata impulsului de comandă din colectorul tranzistorului T_2 nu poate fi scurtată prea mult, ea depinzînd de mărimea condensatorului C a cărui valoare s-a stabilit astfel încît, să obținem impulsul cu fronturi scurte. Dacă valoarea condensatorului se ia mai mică, durata fronturilor crește, dar scade

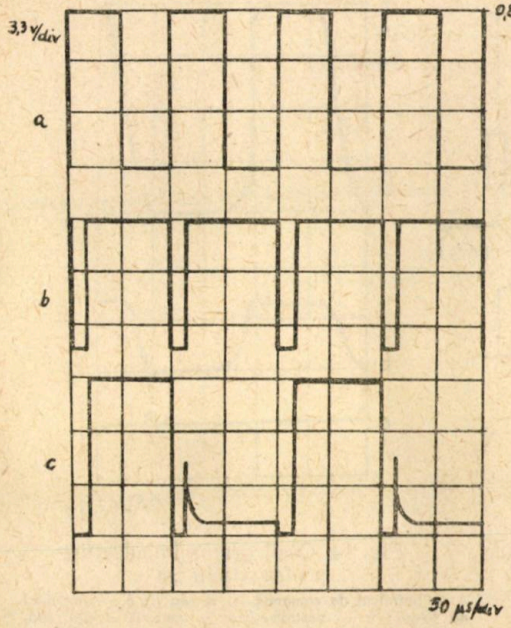


Fig. 11. Oscilograma obținută pentru modulul lui Cloot. (Frecvența impulsului de comandă 10 kHz) :

a — impulsurile de comandă în colectorul lui T_1 ;
b — impulsurile de comandă în colectorul lui T_2 ;
c — impuls dat de trigher.

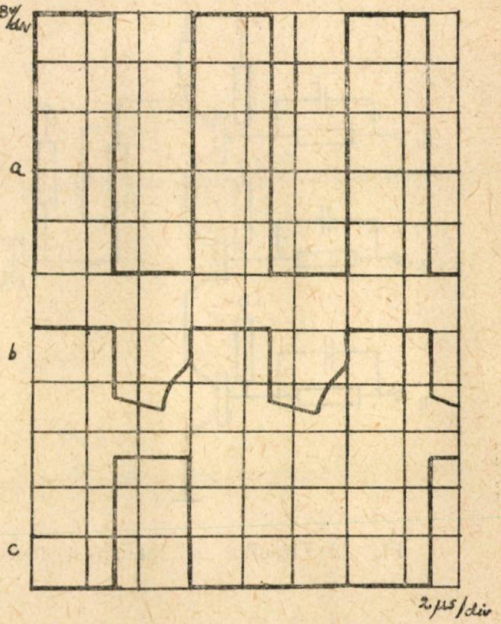


Fig. 12. Oscilograma obținută pentru modulul realizat pentru frecvențe mari. (Frecvența impulsurilor de comandă 200 kHz) :

a — impulsul de comandă în colectorul lui T_1 ;
b — impulsurile de comandă în colectorul lui T_2 ;
c — impuls dat de trigher.

durata impulsului de comandă, deci asimetria impulsurilor de ieșire. Soluția aleasă reprezintă o situație de compromis.

După cum se vede în figura 11, trigherul construit cu valorile inițiale, prezintă la ieșire salturi perturbatoare cu amplitudine egală cu jumătatea impulsului util. Aceste salturi pot produce perturbații în funcționare.

Impulsurile date de trigherul construit cu modulul modificat, (fig. 12) nu are salturi de tensiune parazită.

Trigherele construite și comandate cu ajutorul modulului prezentat, nu se pretează la frecvențe de lucru mari.

b. Circuitul „și"

Cu ajutorul modulului prezentat se poate construi porți de tipul „și" (fig. 13). Frecvența maximă de lucru la care a fost încercată poarta și pentru care a dat rezultate acceptabile este 500 k. În figura 14 se prezintă oscilograma impulsurilor.

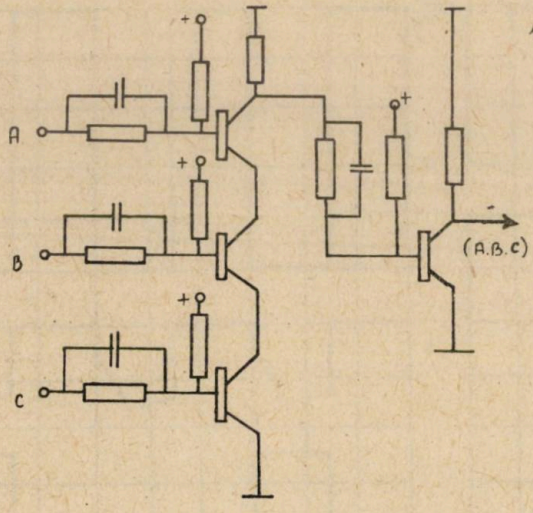


Fig. 13. Circuitul „și" realizat cu modul.

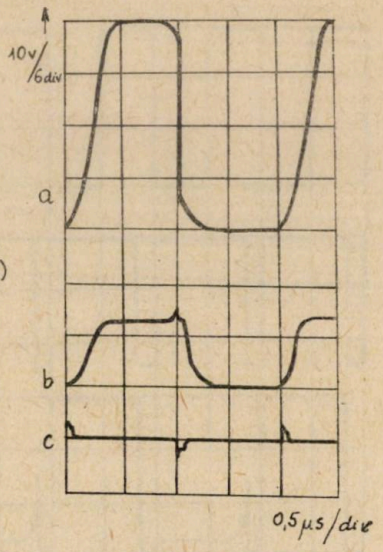


Fig. 14. Oscilograma impulsurilor pentru poarta „și" :
a — impulsul de comandă *A*, *B* sau *C*; *b* — impulsul de ieșire; *c* — perturbațiile ce apar la ieșire cînd, doar la intrare nu se aplică impulsuri (poarta e blocată).

CONCLUZIE

Schemele prezentate funcționează corect la variații de ±5% a valorii rezistențelor, condensatorilor și a tensiunilor.

Trigherele construite pe baza modulului prezentat, prezintă siguranță în funcționare și se pot folosi în cazul cînd asimetria impulsurilor de ieșire nu produce perturbații în funcționare.

BIBLIOGRAFIE

1. P. L. Cloot, G. E. Jackson, Electronic Engineering. Jan. 1960, pag. 37.
2. P. L. Cloot, The Proceeding of the Institution of Electrical Engineers. Part B. Vol. 105. Nr. 21. pag. 213. 1958.
3. Abraham I. Pressmann, Design of Transistorized Circuits for Digital Computers. John F. Rider Publisher I.N.C. New York. 1959.
4. Alex. E. Skoures, Electronics. 1953. Oct. 4. pag. 23.

К ИЗУЧЕНИЮ ЛОГИЧЕСКОЙ ЦЕПИ НА ТРАНЗИСТОРАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматривается модель состоящая из 1-го транзистора, 1-го конденсатора и 3-х сопротивлений для получения как можно более высоких рабочих частот.

Установлена верхняя граничная частота до которой логические схемы построенные при помощи модуля могут работать нормально.

Использованные элементы отечественного производства.

BEITRAGE ZUM STUDIUM EINES LOGISCHEN KREISES MIT TRANSISTOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Das Thema der vorliegenden Arbeit ist ein Modul, der aus 1 Transistor, 1 Kondensator und 3 Widerstände besteht. Dieser Modul soll zu den höchstmöglichen Arbeitsfrequenzen führen. Es wurde die Begrenzung der Frequenz festgesetzt, im Rahmen welcher die mit dem Modul geschaffenen logischen Schaltungen normal arbeiten. Die verwendeten Elemente sind innländisch.

CONTRIBUȚII CU PRIVIRE LA FOLOSIREA DIAGRAMELOR SIMPLIFICATE PENTRU CALCULUL ACȚIONĂRILOR ELECTRICE CU MECANISM BIELĂ-MANIVELĂ *

DE

E. SERACIN

1. Metodele existente de dimensionare ale acționărilor electrice cu mecanism bielă-manivelă sînt laborioase și au un caracter de incertitudine în calcule. Ca urmare, în cadrul lucrării [1] autorul a propus o metodă nouă pentru dimensionarea acționărilor electrice cu mecanism bielă-manivelă, prin care se obține în comparație cu metodele existente reducerea substanțială a volumului de calcule și înlăturarea încercărilor arbitrare pentru stabilirea soluției finale.

Ideea centrală pe care se bazează metoda sus amintită [1] constă în înlocuirea curbei de variație oarecare a cuplului rezistent cu o diagramă echivalentă, în trepte, care să permită rezolvarea simplă a ecuației mișcării. In lucrarea de față autorul analizează metodele de determinare ale acestor diagrame simplificate de sarcină.

2. Se știe că criteriul de bază pentru stabilirea mărimii motorului electric de acționare îl constituie încălzirea sa. Dacă motorul se alege pe baza încălzirii este necesară verificarea la suprasarcină de scurtă durată.

Pentru alegerea motorului pe bază de încălzire și verificarea la suprasarcină, problema de bază constă în determinarea curbei de variație a cuplului dezvoltat de motorul electric de acționare în timpul unui ciclu de funcționare. Această curbă se calculează folosind ecuația mișcării :

$$M = M_r + M_j \tag{1}$$

unde M_r este cuplul rezistent iar M_j cuplul de inerție, raportate la arborele motorului de acționare.

In cazul mașinilor cu mecanism bielă-manivelă ecuația (1) devine :

$$M = M_r + M_{j1} + M_{j2} \tag{2}$$

unde M_{j1} este partea din cuplul de inerție care depinde de variația vitezei unghiulare iar M_{j2} este partea determinată de mișcarea alternativă a maselor acționate prin mecanismul bielă-manivelă.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Metoda simplificată propusă în [1] asigură o rezolvare operativă pe cale analitică a ecuației (2). În acest scop, curba de variație a cuplului rezistent M_r, care poate avea forme foarte diferite, s-a înlocuit cu o diagramă simplificată avînd un număr redus de trepte, așa cum s-a reprezentat cu linie continuă în figura 1. În mod analog se procedează și cu cuplul M_{j2}.

Această reprezentare simplificată, în care se succed intervale de încărcare cu sarcină constantă, conduce pentru cuplul motor la o soluție sub formă de exponențiale, prin care se asigură un calcul expeditiv.

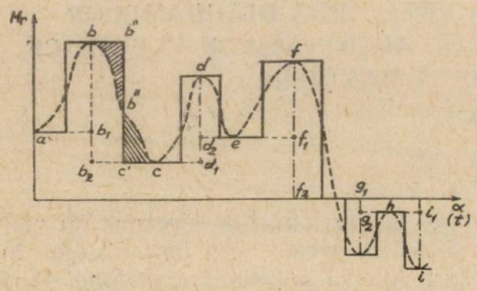


Fig. 1. Determinarea diagramei simplificate a cuplului rezistent prin varianta A.

3. Diagrama simplificată a cuplului M_r trebuie însă astfel construită, încît curba de variație a cuplului motor M obținută pe baza acesteia să aibă o formă cît mai apropiată de curba exactă a cuplului M.

Problema care se pune constă în stabilirea criteriilor pentru determinarea diagramei simplificate a cuplului rezistent. În acest scop, în lucrare se examinează diagrame geometrice simple (fig. 2, *b* și *c*) de formă sinusoidală și triunghiulară, analizînd posibilitățile de a le reduce la forma dreptunghiulară (fig. 2, *a*).

Pentru a trasa diagrama de formă dreptunghiulară este necesar să se cunoască durata ciclului t_c, durata de mers în sarcină t_{ra}, cuplul maxim M_{ra} și cuplul minim, care în cazul din figura 2 este zero. Deci, trebuie cunoscute patru mărimi sau, mai general, este necesar să se impună patru condiții din care să rezulte cele patru mărimi.

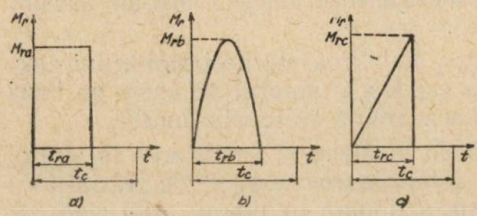


Fig. 2. Diagrame de sarcină cu forme geometrice simple.

Pentru construirea diagramei simplificate se pot impune însă șase condiții legate de mărimile de bază care caracterizează diagramele de sarcină, adică: durata ciclului, durata de mers în sarcină, cuplul maxim, cuplul minim, cuplul mediu și cuplul echivalent.

Din cele arătate mai sus rezultă că există mai multe posibilități de a obține diagrama simplificată.

Realizarea procesului tehnologic impune drept condiție fundamentală pentru construirea diagramei simplificate egalitatea lucrurilor mecanice. Lucrul mecanic corespunzător unui ciclu, adică pentru o rotație a manivelei cu $\alpha=2\pi$ (fig. 3) va fi:

$$L=\int_0^{2\pi} M_r d\alpha. \qquad (3)$$

Aproximînd între unghiul α și timpul t o legătură liniară în condițiile arătate în [1], ceea ce este posibil în majoritatea cazurilor întîlnite în practică, se poate scrie pe baza relației (3):

$$M_{rm} = \frac{1}{t_c}\int_0^{t_c} M_r dt = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} M_r d\alpha \qquad (4)$$

unde M_{rm} este cuplul mediu. Rezultă că condiția egalității lucrurilor mecanice se poate exprima în altă formă prin egalitatea cuplurilor medii.

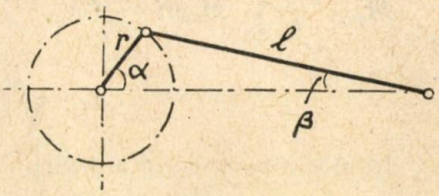


Fig. 3. Schița mecanismului bielă-manivelă.

Variantele cele mai corespunzătoare de determinare a diagramelor simplificate rezultă astfel:

a) se mențin aceleași următoarele trei condiții: a_1) egalitatea cuplurilor medii, justificată mai sus; a_2) egalitatea duratei ciclurilor, pentru a nu modifica productivitatea; a_3) egalitatea cuplurilor minime, pentru ca diagrama simplificată să urmărească cît mai îndeaproape pe cea exactă;

b) corespunzător condiției a patra rezultă următoarele variante posibile:

A) egalitatea cuplurilor maxime $M_{ra} = M_{rb}$; $M_{ra} = M_{rc}$;

B) egalitatea cuplurilor echivalente $M_{rea} = M_{reb}$; $M_{rea} = M_{rec}$;

C) egalitatea timpilor de mers în sarcină $t_{ra} = t_{rb}$; $t_{ra} = t_{rc}$.

Ca orientare asupra aspectului diagramelor simplificate se prezintă figura 4, în care s-au notat cu *A*, *B* și *C* diagramele corespunzătoare celor trei cazuri.

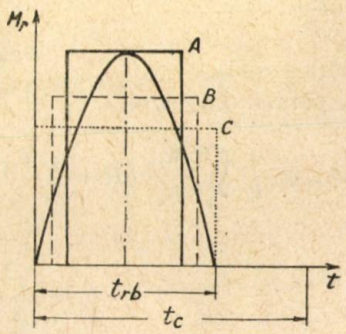


Fig. 4. Schiță comparativă pentru diagramele simplificate obținute prin variantele A, B și C.

4. Analizarea și selecționarea celor mai potrivite variante pentru dimensionarea acționărilor electrice s-a făcut pe baza a două criterii de comparație:

I) valoarea relativă a cuplului echivalent, exprimată prin rapoartele:

$$\delta_a = \frac{M_{rea}}{M_{rm}}; \quad \delta_b = \frac{M_{reb}}{M_{rm}}; \quad \delta_c = \frac{M_{rec}}{M_{rm}};$$

respectiv

$$\delta_{aa} = \frac{\delta_a}{\delta_a} = 1; \quad \delta_{ba} = \frac{\delta_a}{\delta_b}; \quad \delta_{ca} = \frac{\delta_a}{\delta_c};$$

II) valoarea relativă a cuplului maxim:

$$\mu_a = \frac{M_{ra}}{M_{ra}} = 1; \quad \mu_b = \frac{M_{ra}}{M_{rb}}; \quad \mu_c = \frac{M_{ra}}{M_{rc}}.$$

Aceste criterii de comparație s-au ales tocmai prin faptul că motorul electric de acționare se alege pe bază de încălzire și se verifică la supra-sarcină.

Pe baza expresiei (4) și a relației cunoscute prin care este definit cuplul echivalent se determină pentru diagrama *a* din figura 2 :

$$M_{rm}=\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{ra}} M_{ra}dt=\frac{t_{ra}}{t_c}M_{ra};\quad M_{rea}=\sqrt{\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{ra}} M_{ra}^2\,dt}=\sqrt{\frac{t_{ra}}{t_c}}M_{ra} \tag{5}$$

$$\delta_a=\sqrt{\frac{t_c}{t_{ra}}}\quad \text{și}\quad \delta_{aa}=1. \tag{6}$$

În mod analog rezultă pentru diagrama *b* :

$$M_{rm}=\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{rb}} M_{rb}\left(\sin\frac{\pi}{t_{rb}}t\right)dt=\frac{2}{\pi}\frac{t_{rb}}{t_c}M_{rb};$$

$$M_{reb}=\sqrt{\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{rb}} M_{rb}^2\left(\sin\frac{\pi}{t_{rb}}t\right)^2 dt}=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{\frac{t_{rb}}{t_c}}M_{rb}; \tag{7}$$

$$\delta_b=\frac{\pi}{2\sqrt{2}}\sqrt{\frac{t_c}{t_{rb}}}\quad \text{și}\quad \delta_{ba}=\frac{2\sqrt{2}}{\pi}\sqrt{\frac{t_{rb}}{t_{ra}}} \tag{8}$$

și pentru diagrama *c* :

$$M_{rm}=\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{rc}}\frac{M_{rc}}{t_{rc}}t\,dt=\frac{1}{2}\frac{t_{rc}}{t_c}M_{rc};\quad M_{rec}=\sqrt{\frac{1}{t_c}\int_0^{t_{rc}}\left(\frac{M_{rc}}{t_{rc}}t\right)^2 dt}=\frac{1}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{t_{rc}}{t_c}}M_{rc}; \tag{9}$$

$$\delta_c=\frac{2}{\sqrt{3}}\sqrt{\frac{t_c}{t_{rc}}}\quad \text{și}\quad \delta_{ca}=\frac{\sqrt{3}}{2}\sqrt{\frac{t_{rc}}{t_{ra}}}. \tag{10}$$

Pe baza relațiilor (5)—(10) și a condițiilor arătate în paragraful 3, se obțin rezultatele din tabela 1 pentru reducerea diagramelor de forma *b* și *c* la forma dreptunghiulară *a* (fig. 2), în cazurile *A*, *B* și *C*. Diagrama *a* s-a introdus în tabelă numai cu scop de comparație ; deoarece diagramele *b* și *c* se reduc la forma *a*, este evident că dimensiunile acesteia din urmă rămîn neschimbate și $\delta_{aa}=1$.

5. Din tabela 1 se trag concluziile ce urmează :

Varianta A. Se obțin valori acoperitoare pentru cuplul echivalent ($\delta_{xa}\geqslant 1$) iar cuplul maxim rămîne neschimbat.

Varianta B. Prin ipoteză cuplurile echivalente rămîn aceleași ($\delta_{xa}=1$). Cuplurile maxime sînt însă mai mici în diagrama simplificată.

Varianta C. Situația este mai dezavantajoasă decît în cazurile *A* și *B*. Cuplurile echivalente calculate pe baza diagramelor simplificate sînt mai

Tabela 1

cazul / diagrama	A			B			C		
	μ_x	$\frac{t_{ra}}{t_{rx}}$	δ_{xa}	μ_x	$\frac{t_{ra}}{t_{rx}}$	δ_{xa}	μ_x	$\frac{t_{ra}}{t_{rx}}$	δ_{xa}
a	1	1	1	1	1	1	1	1	1
b	1	$\frac{2}{\pi}$	$\frac{2}{\sqrt{\pi}}=1{,}13$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{8}{\pi^2}$	1	$\frac{2}{\pi}$	1	$\frac{2\sqrt{2}}{2}=0{,}90$
c	1	$\frac{1}{2}$	$\sqrt{\frac{3}{2}}=1{,}22$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1	$\frac{1}{2}$	1	$\frac{\sqrt{3}}{2}=0{,}87$

Indicele x corespunde succesiv diagramelor *a*, *b* și *c*.

mici decît cele corespunzătoare diagramelor inițiale ($\delta_{xa}\leqslant 1$). Cuplurile maxime sînt mai mici atît față de valorile inițiale cît și față de cele rezultate în cazul *B*. Un alt dezavantaj mai apare în cazul unei diagrame de formă oarecare (fig. 5), în sensul de a delimita cu precizie timpul de mers în sarcină, t_{ra}.

În concluzie, se reține pentru construirea diagramelor simplificate variantele A și B.

Mai trebuie precizat că aprecierea erorilor introduse prin cele două variante se face pe baza curbei cuplului motor. Abaterile ce rezultă din tabela 1 asupra cuplului echivalent și maxim nu pot fi considerate decît ca limite teoretice, care nu se ating niciodată în cazurile reale din motivele ce urmează: curba cuplului motor este totdeauna mai aplatizată decît a cuplului rezistent, fiindcă momentul de inerție al maselor în mișcare nu are niciodată valoare nulă; în al doilea rînd, în practică nu apar vîrfuri atît de pronunțate ale cuplului rezistent ca în diagrama de formă geometrică din fig. 2, *c*. Calculele efectuate pentru diferite mașini mai răspîndite în industrie au arătat că erorile obținute sînt mult mai mici decît limitele teoretice sus amintite.

În continuare se prezintă modul de determinare al diagramei simplificate în cazul unei curbe oarecare a cuplului rezistent M_r.

6. Fie că curba de variație a cuplului M_r are alura reprezentată prin linie întreruptă în figura 5. Aplicînd varianta A a rezultat diagrama simplificată trasată cu linie continuă, în care se succed intervale de diferite încărcări caracterizate prin cuplurile constante M_{rc}, M'_{rc} etc.

Unghiul $\alpha'_2-\alpha'_1$ se determină din condiția egalității lucrurilor mecanice:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2}(M_r-M'_{rc})\,d\alpha=(M_{rc}-M'_{rc})(\alpha'_2-\alpha'_1) \qquad (11)$$

unde, pentru porțiunea considerată M_{rc} este cuplul maxim iar M'_{rc} cuplul minim.

Poziția diagramei simplificate față de unghiul α_3, corespunzător cuplului maxim din curba exactă, se stabilește impunînd aceeași condiție însă pentru intervalul $\alpha_3 - \alpha_1$:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_3} (M_r - M'_{rc})\, d\alpha = (M_{rc} - M'_{rc})(\alpha_3 - \alpha'_1), \tag{12}$$

sau pentru intervalul $\alpha_2 - \alpha_3$.

In figura 1 este arătată prin linie întreruptă o curbă cu mai multe vîrfuri de sarcină, în care cuplurile minime au valori diferite spre deosebire de cazul din figura 5. Diagrama simplificată în trepte se determină în același

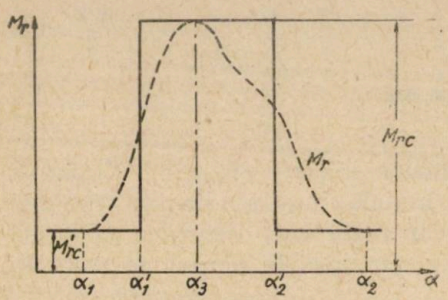


Fig. 5. Determinarea diagramei simplificate de sarcină prin varianta A.

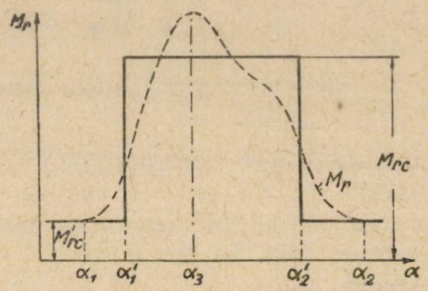


Fig. 6. Determinarea diagramei simplificate de sarcină prin varianta B.

mod, aplicînd însă condiția egalității lucrurilor mecanice pentru suprafețele delimitate de porțiunile de curbe cuprinse între cîte un maxim și un minim succesiv. In acest scop se folosesc relații de forma (12), prin care se exprimă egalitatea suprafețelor $bb''cb_2$ cu $bb'c'b_2$ etc.

7. In figura 6 este arătată cu linie continuă diagrama simplificată obținută prin varianta B de calcul, curba cuplului rezistent fiind reprezentată cu linie întreruptă.

Egalînd cuplurile echivalente se obține :

$$\sqrt{\frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_r^2\, d\alpha}{\alpha_2 - \alpha_1}} = \sqrt{\frac{M_{rc}^2(\alpha'_2 - \alpha'_1) + (M'_{rc})^2[(\alpha_2 - \alpha_1) - (\alpha'_2 - \alpha'_1)]}{\alpha_2 - \alpha_1}}. \tag{13}$$

Rezolvînd sistemul format din ecuațiile (11) și (13) rezultă M_{rc} și $\alpha'_2 - \alpha'_1$.

Se notează cu

$$A_r = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M_r^2 d\alpha - M'^2_{rc}(\alpha_2 - \alpha_1) \tag{14}$$

și cu

$$B_r = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} (M_r - M'_{rc})\, d\alpha \tag{15}$$

valori care se obțin din curba $M_r = f(\alpha)$.

Final se obține :

$$M_{rc} = \frac{A_r}{B_r} - M'_{rc} \tag{16}$$

și

$$\alpha'_2 - \alpha'_1 = \frac{B_r}{M_{rc} - M'_{rc}} \cdot \tag{17}$$

Poziția diagramei simplificate se află folosind relația (12).

În cazul unei curbe de forma din figura 7 calculul se face cu aceleași relații, însă aplicate pentru intervale cuprinse între un maxim și un minim succesiv.

8. Cele două variante A și B pentru calculul diagramelor simplificate au fost verificate prin aplicarea lor, în cadrul metodei propuse în [1], asupra mai multor tipuri de acționări cu mecanism bielă-manivelă existente în industrie.

Scopul urmărit a fost :

a) de a compara curba de variație a cuplului motor obținută prin metoda grafică-analitică pe baza curbei exacte a cuplului rezistent M_r, cu aceea determinată pe baza diagramei simplificate a cuplului M_r folosind metoda din [1];

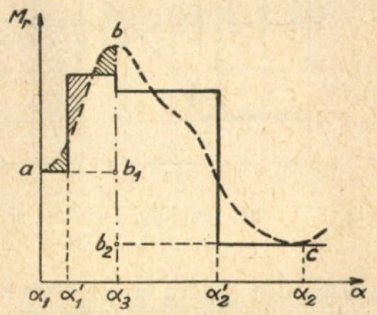


Fig. 7. Determinarea diagramei simplificate de sarcină prin varianta B.

b) stabilirea erorilor ce apar asupra cuplului echivalent și a cuplului maxim în cazul calculului bazat pe diagrama simplificată, în comparație cu rezultatele obținute prin metoda de calcul grafică-analitică, apreciată ca și cea mai exactă.

Spre exemplu, în figura 8 se arată cu linie întreruptă curbele exacte ale cuplului rezistent și motor la un foarfece cu lame înclinate pentru tăiat tablă : cu linie continuă s-au reprezentat diagrama simplificată a cuplului rezistent determinată prin varianta A și curba cuplului motor obținută pe baza acesteia. În figura 9 se arată curbele care au rezultat pentru aceeași acționare, folosind însă varianta B.

Rezultatele analizei comparative se prezintă în paragraful 9.

9. Avantajele mari ale folosirii diagramelor simplificate la dimensionarea acționărilor cu mecanism bielă-manivelă rezultă prin însăși faptul că ele constituie ideea centrală a metodei de calcul prezentată în lucrarea [1]; utilitatea acestei metode noi de calcul a fost arătată pe scurt în paragraful 1.

Pe baza studiului din lucrarea de față asupra metodelor de determinare a diagramelor simplificate au rezultat concluziile ce urmează.

a) Curbele de variație ale cuplului motor obținute prin metoda din [1] pe baza diagramelor simplificate urmăresc îndeaproape pe cele determinate

prin metoda grafică-analitică pe baza diagramelor exacte ale cuplului rezistent.

b) Erorile asupra cuplului echivalent au fost cuprinse în domeniul ±3,5% atît pentru varianta de calcul A cît și pentru varianta B. Eliminînd

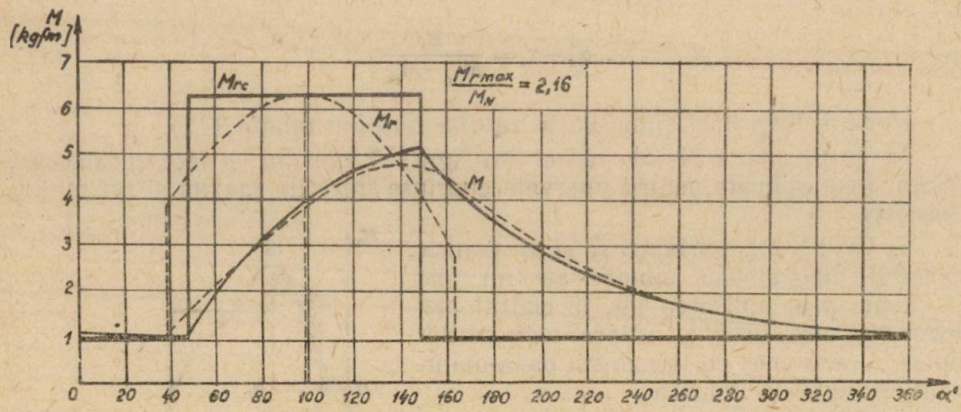


Fig. 8. Curbele cuplului rezistent și motor la un foarfece. Linie întreruptă: metoda exactă. Linie continuă: metoda simplificată, varianta A.

partea din eroare ce provine din faptul că se aproximează o variație liniară pentru caracteristica mecanică a motorului [1], au rezultat și pentru cuplul maxim erori sub 3,5%.

c) Deoarece prin varianta A se obțin rezultate acoperitoare iar în comparație cu varianta B calculele sînt mai simple și erorile nu diferă mult, se

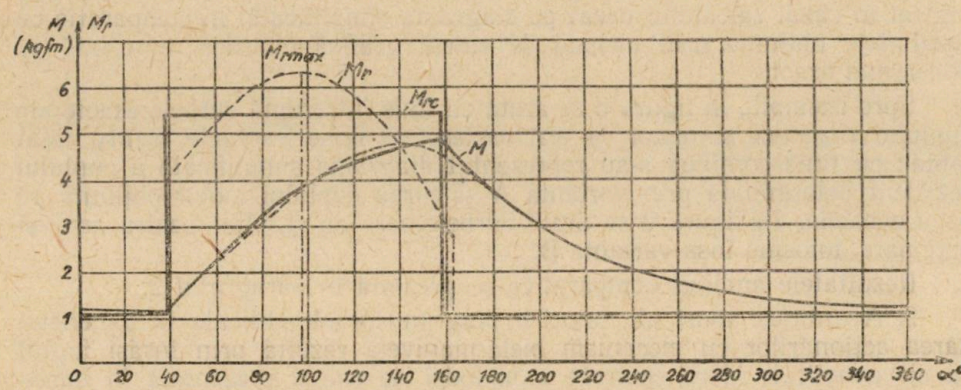


Fig. 9. Curbele cuplului rezistent și motor la un foarfece. Linie întreruptă: metoda exactă. Linie continuă: metoda simplificată, varianta B.

recomandă folosirea variantei A pentru dimensionarea acționărilor cu mecanism bielă-manivelă. În cazul variantei B s-au obținut în general erori mai mici asupra cuplului maxim.

d) Calculele au arătat că metoda simplificată poate fi aplicată cu rezultate bune și la alte acționări decît la cele cu mecanism bielă-manivelă. De aceea, rămîne ca o problemă de studiat în ce măsură dimensionarea acționărilor pe baza diagramelor de funcționare simplificate poate obține o generalizare și mai largă.

BIBLIOGRAFIE

1. Seracin E., Metodă simplificată pentru calculul acționării electrice a mașinilor cu mecanism bielă-manivelă, Buletinul Științific și Tehnic al I. P. Timișoara, tom 8 (22), 1963.

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ УПРОЩЕННЫХ ДИАГРАММ ПРИ РАСЧЕТЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ С КРИВОШИПНОШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе [1], автор предложил новый метод расчета электроприводов с кривошипношатунным механизмом. Одной из основных идей предложенного метода является использование при расчете упрощенных рабочих диаграмм.

В настоящей работе рассматриваются методы определения упрощенных диаграмм, для того чтобы результаты получаемые на их основании были как можно ближе к действительности.

CONTRIBUTIONS CONCERNANT L'UTILISATION DES DIAGRAMMES SIMPLIFIÉS POUR LE CALCUL DES ENTRAINEMENTS ÉLECTRIQUES À MÉCANISME BIELLE-MANIVELLE

(RÉSUMÉ)

Dans le travail [1] l'auteur a proposé une nouvelle méthode pour le calcul des entraînements électriques à mécanisme bielle-manivelle. L'une des idees fondamentales de la méthode proposée est constituée par l'utilisation dans les calculs, de certains diagrammes de fonctionnement, simplifiés.

Dans ce travail on présente une étude sur les méthodes de la détermination des diagrammes simplifiés, de manière que les résultats obtenus en appliquant ces méthodes, soient autant que possible voisins de la situation réelle.

DESPRE CONDIȚIILE DE PUTERE MAXIMĂ ȘI RANDAMENT MAXIM LA GENERATORUL HALL *

DE

C. ȘORA

1. SCOPUL LUCRĂRII

Stabilirea condițiilor optime de funcționare ale generatorului Hall prezintă o importanță deosebită pentru dimensionarea schemelor în care generatorul Hall intervine ca element component [1], [2], [3]. În principal, se pune problema determinării impedanței respectiv rezistenței receptorului care trebuie conectat la bornele de ieșire ale generatorului Hall, astfel încît pentru acesta să rezulte una din următoarele comportări: proporționalitate între tensiunea Hall, pe de o parte, și produsul dintre inducția magnetică și curentul de comandă, pe de altă parte; putere cedată receptorului maximă; randament maxim. Care din cele trei condiții de funcționare primează, depinde de aplicațiile respective.

În prezenta lucrare ne referim la ultimele două condiții. În legătură cu condiția de putere maximă, în cazul generatorului Hall este necesar să se distingă două cazuri, după cum curentul de comandă este constant sau tensiunea de comandă este constantă, fapt care nu este relevat suficient de clar în literatură. În ceea ce privește stabilirea condiției necesare pentru obținerea randamentului maxim se relevă avantajele aplicării teoriei cuadripolului, care conduce la simplificări esențiale în calcule. În lucrare se fac de asemenea unele referiri cu privire la comportarea generatorului Hall ca un cuadripol pasiv nereciproc (girator), din punct de vedere al transmisiunii puterii electromagnetice.

2. GENERATORUL HALL

În figura 1 este reprezentat generatorul Hall, în sarcină. În cazul considerat receptorul este reprezentat prin rezistența r. Placa semiconductoare este notată cu S.

Dacă placa semiconductoare este străbătută în direcție longitudinală de un curent electric i_1 numit și curent de comandă, iar placa se găsește într-un

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

cîmp magnetic de inducție B, perpendiculară pe suprafața plăcii, atunci după o direcție transversală (respectiv la electrozii Hall) apare o tensiune, numită tensiune Hall. Tensiunea Hall, la funcționarea în gol a generatorului ($r=\infty$,) adică t.e.m. Hall are expresia

$$u_{20}=C_0 i_1 B \quad [\mathrm{V}] \tag{1}$$

în care : i_1 este curentul de comandă, A ;

B — inducția magnetică, Wb/m^2 ;

C_0 — factor de proporționalitate, denumit și sensibilitatea în gol a generatorului Hall, m^2/AS.

La funcționarea generatorului Hall în sarcină, se pot scrie ecuațiile

$$\begin{aligned} u_1 &= r_{1i} i_1 + C_0 B i_2 \\ u_2 &= C_0 B i_1 - r_{2i} i_2 \end{aligned} \tag{2}$$

în care r_{1i} și r_{2i} sînt rezistențele electrice ale plăcii semiconductoare, corespunzătoare circuitului de comandă și circuitului Hall, la inducția magnetică considerată.

Expresia tensiunii u_2 (2) este evidentă. În adevăr, dacă se scade din t.e.m. Hall căderea de tensiune interioară $r_{2i} i_2$, se obține tensiunea Hall, la bornele de ieșire, în sarcină. Termenul $C_0 B i_2$ din expresia tensiunii u_1 (2)

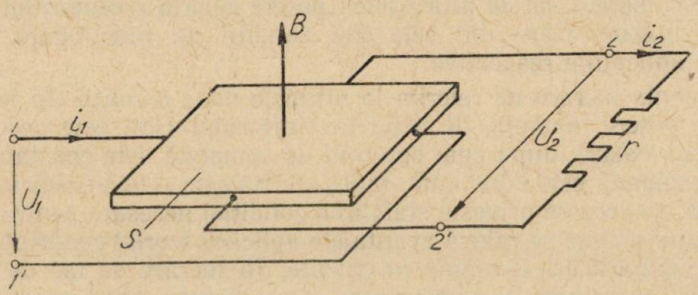


Fig. 1. Generatorul Hall în sarcină.

reprezintă tensiunea Hall (secundară), care acționează în circuitul de comandă atunci cînd generatorul este în sarcină ($i_2 \neq 0$). Deoarece această tensiune acționează în sens invers tensiunii u_1, aplicată bornelor de intrare, ea intervine în relație cu semnul plus. În consecință, la tensiunea de intrare constantă (u_1=const), odată cu creșterea curentului i_2, curentul i_1 se va micșora și invers. Rezultă deci o comportare pe care nu o întîlnim la circuitele pasive reciproce. Generatorul Hall este un girator, adică un circuit pasiv, nereciproc [4], [5].

Se vede din figura 1 că, din punct de vedere al schemei electrice generatorul Hall reprezintă un circuit cuadripolar, avînd bornele de intrare $11'$ și bornele de ieșire $22'$.

Ecuațiile cuadripolului în formă matricială, sînt

$$\left\| \begin{matrix} u_1 \\ u_2 \end{matrix} \right\| = \left\| \begin{matrix} r_{1i} & C_0B \\ C_0B & -r_{2i} \end{matrix} \right\| \cdot \left\| \begin{matrix} i_1 \\ i_2 \end{matrix} \right\|. \tag{3}$$

Matricea impedanță, este

$$\| Z \| = \left\| \begin{matrix} r_{1i} & C_0B \\ C_0B & -r_{2i} \end{matrix} \right\|. \tag{4}$$

Ținînd seama de semnificațiile elementelor matricei impedanță, avem

$$\begin{aligned} \overline{Z}_{11} &= r_{1i} \\ \overline{Z}_{12} &= C_0B \\ \overline{Z}_{21} &= C_0B \\ \overline{Z}_{22} &= -r_{2i} \end{aligned} \tag{5}$$

In funcție de elementele matricei impedanță se pot stabili și elementele celorlalte matrice.

3. CONDIȚII DE PUTERE MAXIMĂ

Condițiile necesare pentru obținerea puterii de ieșire maxime se obțin în mod simplu, aplicînd teorema transferului maxim de putere, pentru dipolul activ echivalent. Conform acestei teoreme, puterea cedată receptorului este maximă cînd impedanța acestuia este conjugata complexă a impedanței interioare a generatorului echivalent. In cazul nostru receptorul fiind repre-

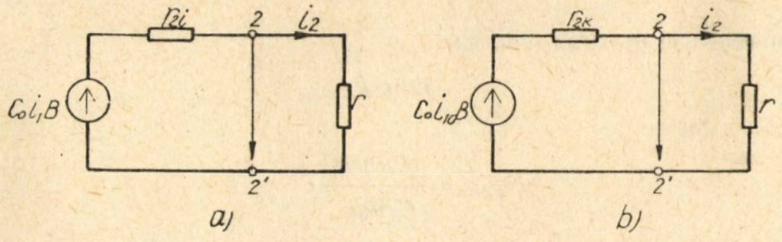


Fig. 2. Scheme echivalente dipolare față de bornele de ieșire 22′ :
a — pentru i=const.; *b* — pentru u=const.

zentat printr-o rezistență, această condiție se reduce la egalitatea rezistenței receptorului și a rezistenței interioare a generatorului echivalent.

Vom deosebi două cazuri. In primul caz curentul de comandă este presupus constant (i_1=const), iar în al doilea tensiunea de comandă (u_1= =const). Schemele echivalente dipolare față de bornele de ieșire 22′ corespunzătoare celor două cazuri sînt reprezentate în figura 2.

Schema echivalentă din fig. 2, *a* corespunde expresiei tensiunii din relația (2). Puterea cedată receptorului este

$$P_2 = \frac{(C_0 B i_1)^2}{(r+r_{2i})^2} \cdot r. \tag{6}$$

Aceasta devine maximă, pentru

$$r = r_{2i}. \tag{7}$$

Ținînd seama de relația (7), expresia puterii maxime este

$$P_{2\,max} = \frac{(C_0 B i_1)^2}{4 r_{2i}}. \tag{8}$$

In literatură unde se dă acest rezultat [1], nu se menționează însă că relațiile (7) și (8) sînt valabile numai în ipoteza că $i_1 = \text{const}$, fapt care poate duce la confuzii. Curentul i_1 din relația (8) corespunde funcționării în sarcină a generatorului Hall, $i_1 = u_1 / r_{1\,intr}$.

Schema echivalentă dipolară din fig. 2, *b*, corespunzătoare cazului cînd $u_1 = \text{const}$, se stabilește pe baza teoremei lui Helmholtz-Thévenin. Tensiunea electromotoare a generatorului de tensiune este $C_0 i_{10} B$, unde i_{10} este curentul la funcționarea în gol a generatorului Hall, iar rezistența lui interioară este rezistența în scurtcircuit r_{2K}. In acest caz, pentru puterea de ieșire se obține expresia

$$P_2 = \frac{(C_0 i_{10} B)^2}{(r+r_{2K})^2} \cdot r. \tag{9}$$

Ținînd seama de expresia lui i_{10}, relația (9) devine

$$P_2 = \frac{(C_0 B)^2 \cdot u_1^2}{r_{1i}^2 (r+r_{2K})^2} r. \tag{10}$$

Puterea este maximă, pentru

$$r = r_{2K} \tag{11}$$

astfel că se obține

$$P_{2\,max} = \frac{(C_0 B)^2 u_1^2}{r_{1i}^2 4 r_{2K}}. \tag{12}$$

Ținînd seama de expresia rezistenței de scurtcircuit r_{2K}

$$r_{2K} = r_{2i} + \frac{(C_0 B_i)^2}{r_{1i}} \tag{13}$$

relația (12) devine

$$P_{2\,max} = \frac{(C_0 B)^2 u_1^2}{4 r_{1i}^2 \left[r_{2i} + \dfrac{(C_0 B)^2}{r_{1i}} \right]}. \tag{14}$$

Pentru cele două cazuri se obțin deci condiții diferite (7, resp. 11) și expresii diferite ale puterii maxime (8, resp. 14).

In realitate ambele expresii sînt corecte, fiecare însă pentru cazul la care se referă.

Condițiile necesare pentru obținerea puterii de ieșiri maxime (7 și 11) depind de inducția magnetică, în principal prin faptul că rezistențele r_{1i} și r_{2i} variază cu inducția magnetică. Această variație este mai mică la germaniu și mai mare la aliajele intermetalice (InSb, InAs).

In legătură cu schemele echivalente dipolare din fig. 2, se verifică ușor că ele conduc la același rezultat în ceea ce privește calculul circuitului de ieșire.

4. RANDAMENTUL GENERATORULUI HALL

Determinarea pe cale analitică a condițiilor pentru care randamentul generatorului Hall este maxim, este o operație destul de laborioasă [1].

Din ecuațiile generatorului Hall (2) se deduce

$$u_2 = \frac{C_0 B}{1+\dfrac{r_{2i}}{r}}\, i_1 \tag{15}$$

și

$$r_1 = r_{1i} + \frac{(C_0B)^2}{r_{2i}+r} = \frac{r_{1i}r_{2i}+r_{1i}r+(C_0B)^2}{r_{2i}+r}. \tag{16}$$

Ținînd seama de relațiile (15) și (16), pentru randament se obține expresia

$$\eta = \frac{(C_0B)^2 r}{(r_{1i}r_{2i}+C_0^2B^2+r_{1i}r)(r_{2i}+r)}. \tag{17}$$

Din relația (17) se vede că, la o construcție dată, randamentul generatorului Hall depinde de inducția magnetică B și de rezistența r a receptorului. In continuare vom urmări problema la o anumită inducție magnetică.

Introducînd ca parametru raportul λ, dintre rezistența receptorului r și rezistența interioară r_{2i}, adică

$$\lambda = \frac{r}{r_{2i}} \tag{18}$$

relația (17) devine

$$\eta = \varepsilon \frac{\lambda}{(1+\varepsilon+\lambda)(1+\lambda)} \tag{19}$$

în care s-a notat

$$\varepsilon = \frac{(C_0B)^2}{r_{1i}r_{2i}}. \tag{20}$$

Derivînd expresia randamentului (19) în raport cu λ și egalînd apoi expresia obținută cu zero, obținem λ_{max}, pentru care randamentul este maxim. Trecînd peste calcule intermediare, se obține

$$\lambda_{max}=\sqrt{1+\varepsilon} \tag{21}$$

iar pentru randamentul maxim, expresia

$$\eta_{max}=\frac{\sqrt{1+\varepsilon}-1}{\sqrt{1+\varepsilon}+1}. \tag{22}$$

Descompunînd în serie termenul $\sqrt{1+\varepsilon}$ și neglijînd termenii de ordin superior, ceea ce înseamnă că ne limităm la inducții magnetice mici, se obține

$$\eta_{max}\cong\frac{\frac{1}{2}\varepsilon}{2+\frac{1}{2}\varepsilon}\cong\frac{1}{4}\varepsilon \tag{23}$$

Ținînd seama de relația (20), relațiile (21) și (22) devin

$$\lambda_{max}=\sqrt{\frac{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}{r_{1i}r_{2i}}} \tag{24}$$

și

$$\eta_{max}\cong\frac{1}{4}\frac{(C_0B)^2}{r_{1i}r_{2i}}. \tag{25}$$

Se poate de asemenea arăta că, cel mai mare randament posibil (teoretic) nu depășește 0,172. În adevăr, se știe că $\varepsilon\ll 1$. Dacă se consideră valoarea maximă $\varepsilon=1$, din relația (22) se obține

$$|\eta_{max}|_{\varepsilon=1}=\frac{\sqrt{2}-1}{\sqrt{2}+1}=0{,}172.$$

Să rezolvăm acum aceeași problemă pe baza teoriei cuadripolului.

Generatorul Hall avînd un caracter ohmic, randamentul lui este maxim dacă rezistența r a receptorului este egală cu impedanța caracteristică $\bar{Z}_{2c}$, corespunzătoare bornelor de ieșire.

Expresia impedanței caracteristice $\bar{Z}_{2c}$, în funcție de elementele matricei impedanță, este

$$\bar{Z}_{2c}=\sqrt{\frac{-\bar{Z}_{22}}{\bar{Z}_{11}}}\cdot\sqrt{-\bar{Z}_{11}\bar{Z}_{22}+\bar{Z}_{12}\bar{Z}_{21}} \tag{26}$$

care, dacă se ține seama de relația (5) devine

$$\bar{Z}_{2c}=\sqrt{\frac{r_{2i}}{r_{1i}}}\cdot\sqrt{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}=r_{2i}\sqrt{\frac{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}{r_{1i}r_{2i}}}. \tag{27}$$

Ținînd seama de relația (24), raportul λ_{max} pentru care are loc randamentul maxim, este

$$\lambda_{max} = \frac{\overline{Z}_{2c}}{\overline{Z}_{1c}} = \sqrt{\frac{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}{r_{1i}r_{2i}}}.$$

Expresia obținută este în concordanță cu relația stabilită anterior, relația (24).

Constanta de transfer $\overline{g}_{1c}$ corespunzătoare impedanței caracteristice $\overline{Z}_{2c}$ exprimată în funcție de elementele matricei impedanță, este

$$\overline{g}_{1c} = \frac{1}{2}\ln\frac{u_1 i_1}{u_2 i_2} = \ln\frac{\sqrt{-\overline{Z}_{11}\overline{Z}_{22}}+\sqrt{-\overline{Z}_{11}\overline{Z}_{22}+\overline{Z}_{12}\overline{Z}_{21}}}{\overline{Z}_{21}} \tag{28}$$

iar randamentul maxim

$$\eta_{max} = \frac{u_2 i_2}{u_1 i_1} = \frac{1}{(e^{\overline{g}_{1c}})^2}. \tag{29}$$

Ținînd seama de relația (5) se obține

$$\overline{g}_{1c} = \ln\frac{\sqrt{r_{1i}r_{2i}}+\sqrt{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}}{(C_0B)} \tag{30}$$

și

$$\eta_{max} = \frac{(C_0B)^2}{\left[\sqrt{r_{1i}r_{2i}}+\sqrt{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}\right]^2}. \tag{31}$$

Ridicînd expresia de la numitor la patrat, relația (31) devine

$$\eta_{max} = \frac{(C_0B)^2}{2r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2+2\sqrt{r_{1i}r_{2i}}\sqrt{r_{1i}r_{2i}+(C_0B)^2}}. \tag{32}$$

Pentru inducții magnetice relativ mici, termenul $(C_0B)^2$ se poate neglija față de termenul $r_{1i}r_{2i}$, astfel că se poate scrie expresia

$$\eta_{max} \cong \frac{(C_0B)^2}{4r_{1i}r_{2i}}$$

care este identică cu relația determinată pe cale analitică, relația (25).

Dacă se calculează constanta de transfer $\overline{g}_{2c}$, corespunzătoare alimentării generatorului Hall pe la bornele $22'$, se constată că cele două constante de transfer $\overline{g}_{1c}$ și $\overline{g}_{2c}$ sînt egale și de semn contrar, adică

$$\overline{g}_{1c} = -\overline{g}_{2c} \tag{33}$$

spre deosebire de cuadripoli pasivi, reciproci, la care

$$\overline{g}_{1c} = \overline{g}_{2c}.$$

Relația (33) trebuie privită ca o consecință a nereciprocității generatorului Hall.

BIBLIOGRAFIE

1. Kuhrt F., Hartel W., Der Hallgenerator als Vierpol. A.f.E. 43 (1957), H. 1, p. 1—15.
2. Juze V. P., Tehniceskie primenenia effecta Holla. Poluprovodniki v nauke i tehnike T. 1. Akad. Nauk CCCR, 1957.
3. Rosman H., Braier A., Asupra regimului energetic al generatorului Hall, Bul. Inst. Pol. Iaşi, 1960, 1—2, p. 245.
4. Şora C., Despre nereciprocitatea generatorului Hall. Bul. Inst. Pol. Timişoara, t. 5, 1960, p. 129.
5. Tellegen B. D., The gyrator a new electric network element. Philips Res. Rep. 3/1948, p. 81.
6. Feldkeller R., *Einführung in der Vierpoltheorie*. S. Hirzel, Leipzig, 1948.

ОБ УСЛОВИЯХ МАКСИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ И МАКСИМАЛЬНОГО К.П.Д. ГЕНЕРАТОРА ХОЛЛА

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируются условия максимальной мощности и максимального к.п.д. генератора Холла. В связи с условием максимальной мощности указывается что имеются два случая, когда управляющий ток постоянный, или же постоянно управляющее напряжение. Этот факт не выявлен с достаточной ясностью в литературе.

Что касается условия максимального к.п.д., указываются преимущества применения теории четырехполюсника, ведущей к упрощению расчетов.

SUR LES CONDITIONS DE PUISSANCE MAXIMUM ET DE RENDEMENT MAXIMUM AU GÉNÉRATEUR HALL

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage, on analyse les conditions de puissance maximum et de rendement maximum au générateur Hall. En ce qui concerne la condition de puissance maximum, on montre qu'il faut distinguer deux cas : si le courant de commande est constant ou bien si la tension de commande est constante. Ce fait n'est pas assez clairement relevé dans la littérature. En ce qui concerne la condition de rendement maximum, on relève les avantages de l'application de la théorie du quadripôle, qui conduit à la simplification des calculs.

STUDIUL REȚELELOR DE GRINZI DIN BETON ARMAT ÎN STADIUL PLASTIC *

DE

AVRAM N. C-TIN, FILIMON I. și FRIEDRICH R.

Studiul teoretic și experimental al rețelelor de grinzi (ortogonale, rezemate pe contur) din beton armat a fost început, în cadrul catedrei de beton armat, în anul 1962. Rezultatele obținute în acest an au fost publicate în [1]. În lucrarea de față se prezintă calculul plastic a unor asemenea rețele cît și rezultatele experimentale obținute în anul 1963.

1. CALCULUL REȚELELOR DE GRINZI ÎN STADIUL PLASTIC

Diferite studii au arătat că și structurilor din beton armat li se pot aplica, cu restricții, teoremele staticii plastice. Restricțiile se datoresc faptului că exploatarea rezervelor plastice de rezistență ale acestor structuri este limitat de condițiile de rupere și de condițiile de exploatare [2].

Folosind alternativ două din principalele teoreme ale calculului structurilor în stadiul plastic, în cazul rețelelor de grinzi se poate proceda în felul următor [3]:

În punctele rețelei în care vor apare probabil zone de curgere se introduc articulații astfel ca rețeaua să se transforme într-un mecanism.

Fiecărui nod i se dă o translație arbitrară și se determină variația unghiulară în dreptul fiecărei articulații plastice. Egalînd lucrul mecanic consumat de eforturile din articulații cu cel produs de forțele exterioare, rezultă valoarea limită a încărcării corespunzătoare acestui mecanism. Dacă se poate neglija rigiditatea la torsiune a elementelor ce compun rețeaua, în articulații acționează numai momente plastice cauzate de încovoiere. Valoarea încărcării obținută va fi în general mai mare decît cea reală de rupere (pe baza teoremei de minim a sarcinii de rupere). Numai dacă mecanismul adoptat este cel real, și sarcina corespunzătoare va fi egală cu cea care produce în realitate ruperea.

Dintr-o verificare statică va rezulta în general că este imposibil să fie satisfăcute condițiile de echilibru ale nodurilor altfel decît prin introducerea unor forțe suplimentare. Sensul de acțiune al acestor forțe dă indicații asupra corectării translațiilor alese arbitrar. Dacă forța suplimentară dintr-un

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

nod acționează de exemplu în același sens cu forța reală, în acel nod translația a fost aleasă prea mare, și invers.

În continuare se corectează translațiile și aplicînd teorema lucrului mecanic se calculează o nouă limită superioară a sarcinii de rupere. Procesul se repetă pînă ce forțele suplimentare rezultă mici. În acest caz modificînd puțin momentele încovoietoare și forțele tăietoare se poate găsi o distribuție de eforturi static admisibilă. Dacă aceste modificări schimbă condițiile de curgere, în sensul că în cîteva articulații se depășește valoarea momentului plastic, se poate găsi o limită inferioară a sarcinii reale de rupere reducînd, proporțional cu cea mai mare depășire, sarcina de rupere corespunzătoare ultimului mecanism (teorema de maxim a sarcinii de rupere).

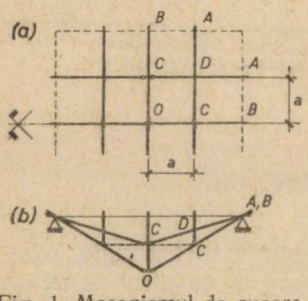


Fig. 1. Mecanismul de rupere.

Pentru exemplificare se consideră o rețea regulată formată din cîte trei grinzi pe fiecare direcție, simplu rezemate la capete, acționată în fiecare nod de o forță P. Este evident că, dacă se neglijează rigiditatea la torsiune, mecanismul de rupere este cel din fig. 1, *a*, caracterizat prin translațiile $\delta_0=1$, $\delta_C=0{,}5$ și $\delta_D=0{,}25$ (fig. 1, *b*).

Avem :

$$L_{ext}=P(1+4\times 0{,}5+4\times 0{,}25)=4P$$

$$L_{int}=4\frac{M_p}{a}[2\times(0{,}5-0{,}25)+0{,}5]=4\frac{M_p}{a}$$

de unde :

$$P=\frac{M_p}{a}.$$

Verificarea statică (fig. 2) arată că toate nodurile sînt în echilibru.

În cazul rețelelor cu multe grinzi pe ambele direcții se recomandă ca

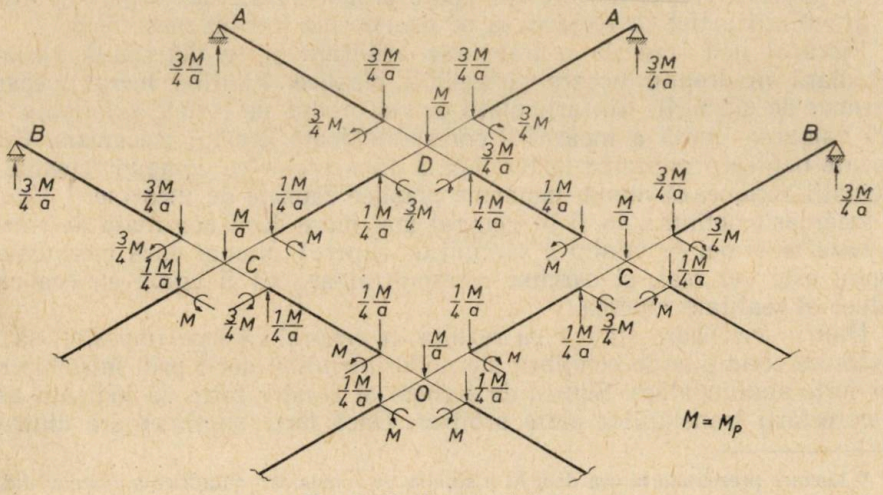


Fig. 2. Verificarea statică.

găsirea distribuției de momente să se facă cu un procedeu de aproximație succesivă [4]: Procedeul se deduce din următoarele considerații:

Unui nod oarecare al unei rețele i se dă o deplasare oarecare pe direcția și în sensul forței P_0 ce acționează în acel nod. Scriind ecuația de echilibru static, cu notațiile din fig. 3, avem:

$$\sum_{i=1}^{4}\left(\frac{M_{0,i}}{a_i}\right)-\sum_{i=1}^{4}\left(\frac{M_{i,0}}{a_i}\right)=P_0. \tag{1}$$

In nodul O mai trebuie să fie satisfăcute egalitățile

$$M_{0,1}=M_{0,3} \quad \text{și} \quad M_{0,2}=M_{0,4} \tag{2}$$

dacă este vorba de o rețea ortogonală.

Dacă rețeaua are ochiurile pătrate, relația (1) se transformă în:

$$\sum_{i=1}^{4} M_{0,i}-\sum_{i=1}^{4} M_{i,0}=aP_0. \tag{3}$$

Adimensional, relația (3) se scrie:

$$\sum_{i=1}^{4} m_{0,i}-\sum_{i=1}^{4} m_{i,0}=p_0 \tag{4}$$

unde

$$m_{0,i}=\frac{M_{0,i}}{M_p}, \quad m_{i,0}=\frac{M_{i,0}}{M_p} \quad \text{și} \quad p_0=\frac{aP_0}{M_p}. \tag{5}$$

Se corectează succesiv toate momentele pînă ce relația (4) este verificată în fiecare nod. Pentru sistematizarea calculelor, în cazul rețelelor cu multe grinzi, se poate folosi un procedeu de relaxare.

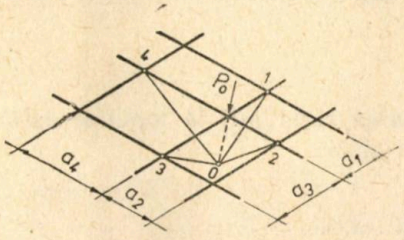


Fig. 3. Deplasarea nodului O.

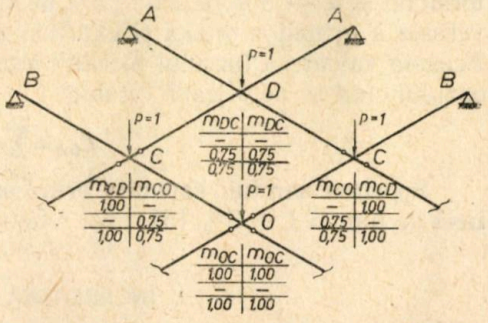


Fig. 4. Verificarea statică prin aproximații succesive.

In fig. 4 se arată aplicarea procedeului descris în cazul găsirii distribuției de momente corespunzătoare mecanismului din fig. 1, *a*.

BUDAPESTI MŰSZAKI KÖZPONTI KÖNYVTÁR 1848

Prima linie de valori de la fiecare nod reprezintă mărimile ce rezultă direct din mecanismul ales (din ecuația de lucru mecanic : $p=1$).

Pentru echilibrul nodului O, aplicînd relația (4), trebuie să existe

$$4{,}0-(2m_{C,0}+2m_{C,0})=1{,}0\,; \quad \text{adică} \quad m_{C,0}=0{,}75.$$

Pentru ca și nodul C să fie în echilibru, tot din (4) rezultă :

$$2(1{,}0+0{,}75)-(1{,}0+2m_{D,C})=1{,}0\,; \quad \text{adică} \quad m_{D,C}=0{,}75.$$

Verificînd nodul D,

$$\sum m_{D,i}=3{,}0 \quad \text{și} \quad \sum m_{i,D}=2{,}0\,; \quad \text{deci} \quad \sum m_{D,i}-\sum m_{i,D}=1=p,$$

așa cum se cere pentru echilibru.

Toate nodurile fiind în echilibru s-a regăsit rezultatul obținut deja prin prima metodă, și anume :

$$p=1=\frac{aP}{M_p}, \quad \text{adică} \quad P=\frac{M_p}{a}.$$

In cele precedente s-a neglijat influența torsiunii. Efectul torsiunii grinzilor rețelei este de a mări lucrul mecanic consumat în fiecare articulație plastică pentru a se produce ruperea, și prin urmare, de a mări sarcina sub care cedează rețeaua. Din [5] rezultă că lucrul mecanic interior va avea mărimea :

$$L_{int}=\sum M_p\sqrt{\varphi^2+\frac{1}{\alpha}\theta^2}$$

în care M_p este momentul de cedare plastică la încovoiere, φ și θ sînt rotirile în articulații după direcțiile de acțiune ale momentelor de încovoiere și de torsiune și α — o constantă care depinde de caracteristicile secțiunii transversale a grinzilor rețelei și exprimă aportul torsiunii la întîrzierea ruperii. Această valoare a lucrului mecanic este mai mare decît cea corespunzătoare cazului cînd se neglijează torsiunea :

$$L_{int}=\sum \varphi M_p.$$

Sporirea sarcinii capabile prin considerarea rigidității la torsiune este însă de numai $1 \div 3\%$ [5], deci practic neglijabilă.

2. INCERCAREA MACHETELOR

Au fost executate și încercate două grupe de rețele ortogonale de cîte trei machete din mortar armat. Rețelele din prima grupă au fost alcătuite din două grinzi pe o direcție și trei grinzi pe cealaltă, iar cele din grupa a doua — din trei grinzi pe fiecare direcție.

Dimensiunile secțiunii transversale a grinzilor s-au proiectat a fi de 3,5×8 cm. Grinzile au fost armate cu cîte o bară ϕ 6 mm din oțel OL38.

Pentru asigurarea rezistenței la eforturile unitare principale de întindere în secțiuni înclinate s-au prevăzut etrieri ϕ 1,8 mm la 3,5 cm distanță. Ochiurile rețelelor au fost pătrate cu latura de 29 cm.

Pentru grupa întîia de rețele mecanismul teoretic de rupere este cel din fig. 5. Practic articulațiile plastice din grinzile scurte pot apare în orice secțiune cuprinsă în intervalele 1—I, 2—II și 3—III, deoarece acolo momentul de încovoiere este constant. Prin încărcarea cu greutăți suspendate în nodurile rețelelor, pînă la cedare, s-a constatat că mecanismele reale de rupere concordă cu cele stabilite teoretic. Încărcarea s-a făcut în trepte de cîte 25 kg/nod respectiv 20 kg/nod. În apropierea sarcinii limită mărimile treptelor de încărcare s-au redus la 5 kg și 2 kg. În timpul încercării s-au măsurat săgețile în fiecare nod și s-a urmărit fisurarea elementelor componente ale rețelelor. De exemplu în rețeaua A_1 prima fisură a apărut la o încărcare egală cu 150 kg/nod în porțiunea 2—II. La o sarcină egală cu 225 kg/nod s-a observat în porțiunea 2—II formarea unei articu-

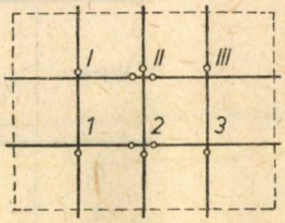


Fig. 5. Mecanismul de rupere a rețelelor tip A.

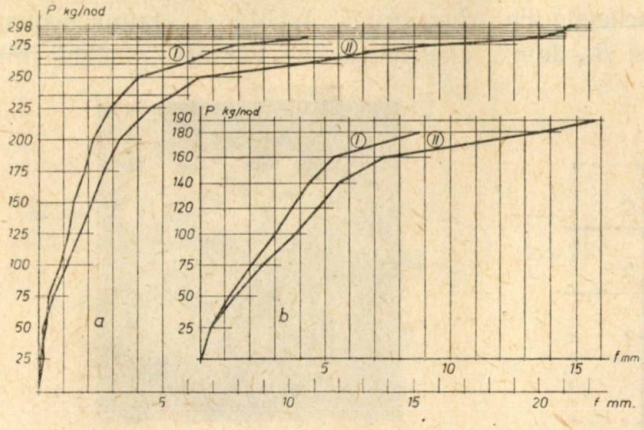


Fig. 6. Diagrame încărcări săgeți:
a — pentru nodurile I și II ale rețelei A_1; *b* — pentru nodurile I și II ale rețelei B_1.

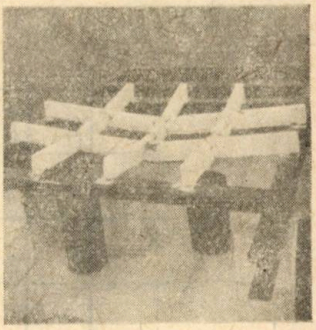


Fig. 7. Rețeaua A_1 după încercare.

lații plastice (a se compara și cu fig. 6, *a*). În continuare au apărut zone de curgere în porțiunile 1—I, 3—III și în grinzile lungi, alăturat nodurilor centrale. La cedare mecanismul a avut configurația din fig. 7. Rețeaua a cedat la o încărcare egală cu 298 kg/nod. Rețelele A_2 și A_3 au cedat tot prin

formarea unui mecanism în concordanță cu cele arătate, la încărcări egale cu 267 kg/nod, respectiv 250 kg/nod. În tabela 1 se dau sarcinile de rupere calculate în stadiul elastic fără și cu considerarea rigidității la torsiune a grinzilor componente cît și cea calculată în stadiul plastic neținîndu-se seama de efectul torsiunii. În calcul s-a ținut seama de dimensiunile reale ale elementelor, cît și de rezistențele reale ale betonului și oțelului.

Tabela 1

Rețeaua	Valoarea sarcinii limită pe nod, în kg			
	Metoda simplificată în stadiul elastic	Metoda exactă în stadiul elastic	Metoda simplificată în stadiul plastic	Experimental*
A_1	196	207	258	305
A_2	209	220	269	274
A_3	197	208	254	257

* Inclusiv partea aferentă a greutății proprii și greutatea tijei (în total 7 kg/nod).

Rețelele din grupa a doua cedează, teoretic, prin formarea mecanismului din fig. 8 (sau fig. 1, *a*). Cele trei machete B_1, B_2 și B_3 s-au încercat în aceleași condiții ca și machetele din prima grupă. Astfel s-au obținut pentru nodurile I și II ale rețelei B_1, de ex., diagramele de încărcări — săgeți din fig. 6, *b*.

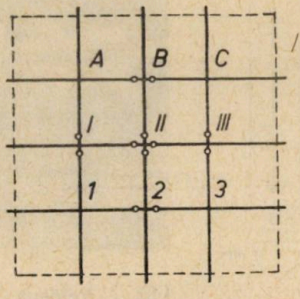


Fig. 8. Mecanismul de rupere a rețelelor tip B.

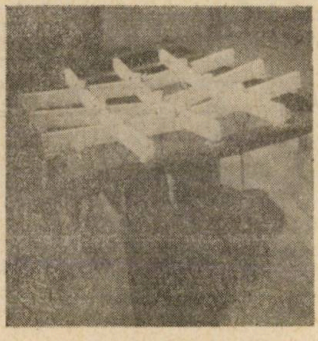


Fig. 9. Rețeaua B_1 după încercare.

Cedarea s-a produs la o încărcare egală cu 190 kg/nod (fig. 9).

Și în cazul rețelelor B_2 și B_3 mecanismele de rupere sînt apropiate de cel teoretic. Sarcinile de rupere calculate pentru aceste rețele s-au trecut în tabela 2.

Tabela 2

Rețeaua	Valoarea sarcinii limită pe nod, în kg			
	Metoda simplificată în stadiul elastic	Metoda exactă în stadiul elastic	Metoda simplificată în stadiul plastic	Experimental*
B_1	138	161	168	197
B_2	133	153	162	192
B_3	138	161	166	182

* Inclusiv partea aferentă a greutății proprii și greutatea tijei (în total 7 kg/nod).

3. CONCLUZII

Rețelele încercate au cedat prin formarea unor mecanisme în concordanță cu cele stabilite teoretic folosind procedeele descrise. Se observă că la rețelele de grinzi studiate, articulațiile plastice nu se aliniază pe liniile de rupere ale unei plăci încărcate cu o sarcină echivalentă. Aceasta datorită faptului că nu s-a ținut seama de rigiditatea la torsiune și fiindcă numărul grinzilor componente este mic [6].

Se va studia teoretic cazul rețelelor cu un număr mare de grinzi, urmînd a se face verificări experimentale pe modele din material cromoplastic [7].

Sarcinile de rupere calculate în stadiul plastic fără a ține seama de rezistența la torsiune a elementelor componente au fost în cazul rețelelor A_1, A_2 și A_3 cu 15,8%, 1,8% respectiv 1,1% mai mici decît cele rezultate experimental. În cazul rețelelor B_1, B_2 și B_3 sarcinile calculate au fost cu 14,8%, 15,6% și 9,3% mai mici decît cele obținute experimental.

BIBLIOGRAFIE

1. Avram N. Const., Filimon I. și Friedrich R., Calculul rețelelor de grinzi din beton armat în stadiul plastic. Bul. Șt. și Teh. al I.P.T. tom 8 (22) fasc. 1, 1963, p. 161—167.
2. Petcu V., Calculul plastic al grinzilor continue de beton armat, Rev. Constr. și a Mat. de Constr. 6/1963 p. 301—307.
3. Heyman J., The Limit Design of a Transversely Loaded Square Grid, J. of appl. Mech. 1952, nr. 2 p. 153—158.
4. Shaw F. S., Limit Analysis of Grid Frameworks, J. Struct. Div. 1963, vol. 89 Nr. ST5, p. 1—14.
5. Pop Al., Rețele de grinzi de beton armat în domeniul plastic. Influența torsiunii. Rev. Constr. și a Mat. de Constr. 8/1963 p. 412—416.
6. Dubinskii A. M., *Rasciot nesușcei sposobnosti jelezobetonnih plit.* Kiev Gosstroiizdat USSR 1961.
7. Bălan Șt., Răutu S., Petcu V., *Cromoplasticitatea,* București EA, 1963.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПЕРЕКРЕСТНЫХ БАЛОК В ПЛАСТИЧЕСКОЙ СТАДИИ

(РЕЗЮМЕ)

Представляется расчет и испытание шести макет (два типа) перекрестных балок свободно опирающиеся по краям, из армированного раствора.

Расчет был произведен сравнительно в упругой и пластической стадии.

Экспериментальные результаты указывают что производилось полное перераспределение усилий.

Разрушающие нагрузки превышают на 1,1—15,8% расчитанные в пластической стадии без учета кручения.

L'ÉTUDE DES RÉSEAUX DE POUTRES DE BÉTON ARMÉ EN STADE PLASTIQUE

(RÉSUMÉ)

On présente le calcul et l'essais des six maquettes en mortier armé de deux types de réseaux de poutres orthogonales simplement appuyées sur le contour. Le calcul a été fait comparativement en stade élastique et en stade plastique.

Les résultats expérimentaux indiquent une rédistribution totale des efforts. Les charges de rupture sont de 1,1—15,8% plus grandes celles calculées en stade plastique (sans tenir compte de l'effet de la torsion).

CONTRIBUȚII LA CALCULUL ARCELOR ÎNCASTRATE CU MOMENTE DE INERȚIE VARIABILE *

DE

BĂLĂ M., POPA GH., DAVID I.

1. GENERALITĂȚI

Arcul dublu încastrat este ca element static foarte des întîlnit la calculul arcelor barajelor în arc, bolților tunelurilor hidrotehnice și de cale ferată etc.

Metodele cele mai des folosite la calculul barajelor în arc ca metoda egalării săgeților în secțiunea maestră, metoda sarcinilor de probă, metoda rețelelor etc., presupun rezolvată problema arcului încastrat la diferite tipuri de încărcări ce rezultă din condițiile impuse de metoda folosită.

Pentru arcele cu secțiunea constantă valorile eforturilor unitare normale σ, în secțiunea de încastrare, pentru diferite cazuri de încărcare, la diferite rapoarte a grosimii arcului și a semicorzii și diferite unghiuri la centru ale arcului (arce circulare), se pot determina cu diagramele date de Kelen. Grosimea constantă a arcului rezultă deci din condiția de rezistență la nașteri, ceea ce înseamnă că exceptînd secțiunea de la nașteri, arcul este supradimensionat adică neeconomic (fig. 1).

Deci apare foarte rațională micșorarea secțiunii arcelor dinspre nașteri înspre cheie. Majorarea grosimii spre nașteri este cerută de necesitatea de a mări rigiditatea încastrării nașterilor pentru îmbunătățirea condițiilor de lucru static a arcului.

Literatura tehnică [1], [2], [3] indică foarte frecvent următoarea lege de variație a secțiunii:

$$t_\psi = t_0/\cos a\psi \qquad (1)$$

unde: t_0 este grosimea la cheie;

t_ψ — grosimea curentă;

a — un parametru care definește rapiditatea creșterii secțiunii (fig. 2) (pentru $a=0$ regăsim arcul cu secțiune constantă).

Adoptarea acestei legi este justificată din următoarele considerente:

— acoperă foarte bine variația solicitărilor provenite din combinațiile încărcărilor întîlnite la baraje, tuneluri etc.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

— Prin intermediul parametrului „a" acoperă și alte forme de variație asemănătoare ce apar în literatură.

— Alegerea parametrului „a" se poate condiționa după criterii de rezistență, deformație sau stabilitate.

— Relația se pretează la calcule analitice ce intervin în studiul acestei probleme.

Ne propunem să dăm expresii de calcul pentru solicitările ce apar din diferite încărcări, adoptînd legea de variație (1) și dăm criterii de alegere a

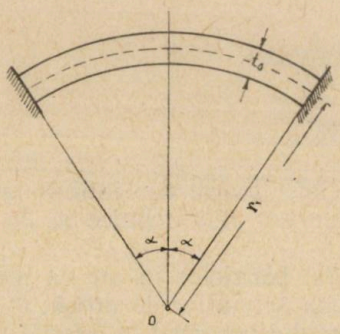


Fig. 1. Arc cu moment de inerție constant.

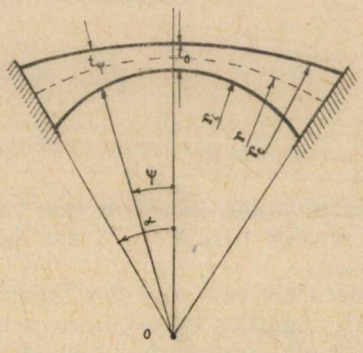


Fig. 2. Arc cu moment de inerție variabil.

parametrului „a" cu respectarea cărora se pot obține economii de 5—13% ceea ce pentru lucrările mari reprezintă o reducere considerabilă a volumului de beton.

2. METODICA DE CALCUL A SOLICITĂRILOR

Pentru încărcări simetrice și arce circulare-încastrare problema este de două ori static nedeterminată.

Admitem ca sistem de bază un semiarc încastrat la un capăt avînd introduse în secțiunea de la cheia arcului mărimile static nedeterminate M_0 și N_0 (fig. 3). Ne propunem să găsim ecuațiile care determină necunoscutele M_0 și N_0 pentru orice tip de încărcare radială și simetrică (încărcarea de calcul acționează la nivelul liniei mediane a arcului).

Expresia energiei potențiale — ne limităm numai la arcele cu mică curbură — de deformație este :

$$W = \frac{1}{2}\int_0^{S/2} \frac{M_\psi^2}{EI_\psi}\,ds + \frac{1}{2}\int_0^{S/2} \frac{N_\psi^2}{EA_\psi}\,ds + \frac{1}{2}\cdot k\int_0^{S/2} \frac{T_\psi^2}{EA_\psi}\,ds \qquad (2)$$

unde : M_ψ, T_ψ, N_ψ, sînt solicitările în secțiunea curentă definită de unghiul ψ ; I_ψ, A_ψ — sînt momentul de inerție respectiv aria secțiunii curente ; k — este un coeficient de trecere de la $G.A'_\psi$ la $E.A_\psi$ (în cazul secțiunilor de beton dreptunghiulare se ia $k=3$).

Avînd în vedere simetria arcului și a încărcării, rotirea după momentul M_0 și deplasarea după forța axială N_0 la cheie sînt nule, adică :

$$\frac{dW}{dM_0}=0; \qquad (3) \qquad \frac{dW}{dN_0}=0. \qquad (4)$$

Din ecuațiile (3) și (4) rezultă valorile static nedeterminate M_0 și N_0 pentru cazul general de încărcări radiale simetrice. In acest fel (M_0 și N_0 fiind cunoscute) se pot scrie solicitările într-o secțiune curentă (vezi fig. 3).

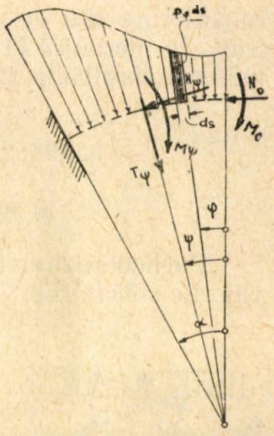


Fig. 3. Arcul de bază. Încărcare simetrică distribuită radial după o lege oarecare.

$$M_\psi = M_0 - N_0 \cdot r\,(1-\cos\psi) + \int_0^\psi p_\varphi \cdot r \cdot \sin(\psi-\varphi)\,ds$$

$$N_\psi = N_0 \cdot \cos\psi + \int_0^\psi p_\varphi \cdot \sin(\psi-\varphi)\,ds \qquad (5)$$

$$T_\psi = -N_0 \cdot \sin\psi + \int_0^\psi p_\varphi \cos(\psi-\varphi)\,ds.$$

Explicitarea ecuațiilor (3) și (4) se face ținînd seama că :

$$ds = r \cdot d\psi; \qquad (6)$$

$$A_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi} \cdot 1; \quad I_\psi = \frac{t_0^3}{12\cos^3 a\psi} \cdot 1. \qquad (7)$$

Astfel :

$$\frac{dW}{dM_0} = \frac{r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2M_\psi}{\frac{t_0^3}{12\cos^3 a\psi}} \cdot \frac{dM_\psi}{dM_0}\,d\psi + \frac{r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2N_\psi}{\frac{t_0}{\cos a\psi}} \cdot \frac{dN_\psi}{dM_0}\,d\psi + \frac{k\cdot r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2T_\psi}{\frac{t_0}{\cos a\psi}} \cdot \frac{dT_\psi}{dM_0} \cdot d\psi = 0 \qquad (3')$$

$$\frac{dW}{dN_0} = \frac{r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2M_\psi}{\frac{t_0^3}{12\cos^3 a\psi}} \cdot \frac{dM_\psi}{dN_0}\,d\psi + \frac{r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2N_\psi}{\frac{t_0}{\cos a\psi}} \cdot \frac{dN_\psi}{dN_0}\,d\psi + \frac{k\cdot r}{2E}\int_0^\alpha \frac{2T_\psi}{\frac{t_0}{\cos a\psi}} \cdot \frac{dT_\psi}{dN_0} \cdot d\psi = 0 \qquad (4')$$

Valorile derivatelor ce apar în ecuațiile (3') și (4') se calculează din ecuațiile (5):

$$\frac{dM_\psi}{dM_0} = 1; \quad \frac{dN_\psi}{dM_0} = 0; \quad \frac{dT_\psi}{dM_0} = 0$$

$$\frac{dM_\psi}{dN_0} = -r\,(1-\cos\psi); \quad \frac{dN_\psi}{dN_0} = \cos\psi; \quad \frac{dT_\psi}{dN_0} = -\sin\psi. \qquad (8)$$

Efectuînd înlocuirile, ecuațiile ce determină pe M_0 și N_0 pentru orice tip de încărcare simetrică sînt de forma :

$$\int_0^\alpha M_\psi \cos^3 a\psi \, d\psi = 0 \tag{9 a}$$

$$\frac{12r}{t_0^3}\int_0^\alpha M_\psi \cdot \cos^3 a\psi \cos\psi d\psi + \frac{1}{t_0}\int_0^\alpha N_\psi \cos a\psi \cdot \cos\psi \cdot d\psi - \frac{k}{t_0}\int_0^\alpha T_\psi \cos a\psi \cdot \sin\psi \, d\psi = 0 \tag{9 b}$$

ecuații care sînt generale, aplicabile pentru orice caz de încărcare și simetrică. În literatură [1], [2] se prezintă numai cazul particular al încărcărilor uniform distribuite după arc.

3. APLICAREA METODEI PENTRU CITEVA ÎNCĂRCĂRI

a) Încărcarea uniform distribuită pe coarda arcului

Particularizînd expresiile (5) pentru acest caz de încărcare (fig. 4) valorile solicitărilor într-o secțiune curentă în sistemul de bază sînt :

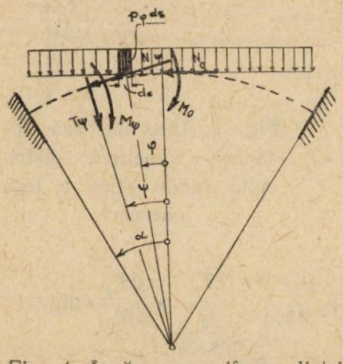


Fig. 4. Încărcare uniform distribuită după coarda arcului.

$$N_\psi = N_0 \cdot \cos\psi + p \cdot r \cdot \sin^2\psi$$

$$T_\psi = -N_0 \cdot \sin\psi + p \cdot r \cdot \sin\psi \cdot \cos\psi$$

$$M_\psi = M_0 - N_0 \cdot r\,(1-\cos\psi) + \frac{pr^2}{2} \cdot \sin^2\psi \tag{10}$$

valori care introduse în ecuațiile (9 a) și (9 b) dau :

$$\frac{12}{t_0^3}\int_0^\alpha \left[M_0 - N_0 \cdot r \cdot (1-\cos\psi) + \right.$$

$$\left. + \frac{p \cdot r^2}{2}\sin^2\psi\right] \cos^3 a\psi \, d\psi = 0 \tag{a'}$$

$$\frac{12}{t_0^3}\int_0^\alpha \left[M_0 - N_0 \cdot r\,(1-\cos\psi) + \frac{p \cdot r^2}{2}\sin^2\psi\right] \cos\psi \cdot \cos^3 a\psi \cdot d\psi +$$

$$+ \frac{1}{t_0}\int_0^\alpha [N_0 \cos\psi + pr\sin^2\psi] \cos\psi \cdot \cos a\psi \, d\psi -$$

$$- \frac{k}{t_0}\int_0^\alpha (-N_0 \sin\psi + pr \sin\psi \cdot \cos\psi) \cos a\psi \cdot \sin\psi \, d\psi = 0. \tag{b'}$$

Integralele care apar în aceste relații se efectuează imediat dacă se scriu relațiile trigonometrice de transformare a puterilor în funcție de argument multiplu :

$$A = 8\int_0^\alpha \cos^2\psi \cdot \cos^3 a\psi \cdot d\psi$$

$$A=\frac{\sin 3a\,\alpha}{3a}+\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2+3a)\,\alpha}{2+3a}+\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2-3a)\,\psi}{2-3a}+3\,\frac{\sin a\alpha}{a}+\frac{3}{2}\,\frac{\sin(2+a)\,\alpha}{2+a}+$$

$$+\frac{3}{2}\,\frac{\sin(2-a)\,\alpha}{2-a}$$

$$B=8\int_0^{\alpha}\cos\psi\cdot\cos^3 a\psi\,d\psi$$

$$B=\frac{\sin(1+3a)\,\alpha}{1+3a}+\frac{\sin(1-3a)\,\alpha}{1-3a}+3\,\frac{\sin(1+a)\,\alpha}{1+a}+3\,\frac{\sin(1-a)\,\alpha}{1-a}$$

$$C=4\int_0^{\alpha}\cos^3 a\psi\,d\psi=\frac{\sin 3a\alpha}{3a}+3\,\frac{\sin a\alpha}{a}$$

$$L=2\int_0^{\alpha}\cos 3a\,\psi\cdot\cos 3\psi\,d\psi=\frac{\sin(3+3a)\,\alpha}{3+3a}+\frac{\sin(3-3a)\,\alpha}{3-3a}$$

$$O=6\int_0^{\alpha}\cos a\psi\cdot\cos 3\psi\,d\psi=3\,\frac{\sin(3+a)\,\alpha}{3+a}+3\,\frac{\sin(3-a)\,\alpha}{3-a}$$

$$F=2\int_0^{\alpha}\cos^2\psi\cdot\cos a\psi\,d\psi=\frac{\sin a\alpha}{a}+\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2+a)\,\alpha}{2+a}+\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2-a)\,\alpha}{2-a}$$

$$K=2\int_0^{\alpha}\cos\psi\cdot\cos a\psi\cdot d\psi=\frac{\sin(1+a)\,\alpha}{1+a}+\frac{\sin(1-a)\,\alpha}{1-a}$$

$$J=2\int_0^{\alpha}\sin^2\psi\cos a\psi\cdot d\psi=\frac{\sin a\alpha}{a}-\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2+a)\,\alpha}{2+a}-\frac{1}{2}\,\frac{\sin(2-a)\,\alpha}{2-a}\,.$$

Cu aceste notații explicitînd sistemul format de ecuațiile (9 a) și (9 b) în raport cu N_0 și M_0 se obține :

$$\left.\begin{aligned}N_0&=\frac{\lambda^2\left[\frac{9}{8}\left(B-\frac{2}{3}\,\frac{AB}{C}+\frac{L+O}{3}\right)\right]+\frac{k-1}{4}\left(K-\frac{O}{3}\right)}{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A-\frac{B^2}{C}\right)\right]+F+kJ}\cdot p\cdot r\\ M_0&=\left[\eta_1\left(1-\frac{B}{2C}\right)-0{,}5+\frac{A}{4C}\right]\cdot p\cdot r^2\end{aligned}\right\}\qquad(11)$$

sau :

$$\left.\begin{aligned}N_0&=p\cdot r\cdot\eta_1\\ M_0&=p\cdot r^2\cdot\xi_1\end{aligned}\right\}\qquad(12)$$

unde s-a notat :

$$\eta_1=\frac{\lambda^2\left[\frac{9}{8}\left(B-\frac{2}{3}\,\frac{A\cdot B}{C}+\frac{L+O}{3}\right)\right]+\frac{k-1}{4}\left(K-\frac{O}{3}\right)}{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A-\frac{B^2}{C}\right)\right]+F+kJ};$$

$$\xi_1=\eta_1\left(1-\frac{B}{2C}\right)-0{,}5+\frac{A}{4C};\quad \lambda_1=\frac{r}{t_0};\qquad(13)$$

Folosind relațiile (12) putem determina după formulele (10) expresiile solicitărilor într-o secțiune curentă :

$$\begin{aligned} N_\psi &= [\eta_1 \cos\psi + \sin^2\psi] \cdot p \cdot r \\ T_\psi &= [-\eta_1 \sin\psi + \sin\psi \cdot \cos\psi] \cdot p \cdot r \\ M_\psi &= \left[\xi_1 - \eta_1 (1-\cos\psi) + \frac{1}{2}\sin^2\psi\right] \cdot p \cdot r^2. \end{aligned} \tag{14}$$

Avînd expresiile solicitărilor, se pot determina valorile tensiunilor în orice secțiune :

$$\sigma_\psi = \frac{N_\psi}{A_\psi} \pm \frac{M_\psi}{W_\psi}$$

unde :

$$A_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}; \quad W_\psi = \frac{t_0}{6\cos^2 a\psi}.$$

Explicitînd pe σ găsim :

$$\frac{\sigma_\psi}{p} = \lambda(\eta_1 \cos\psi + \sin^2\psi)\cos a\psi \pm 6\lambda^2 \left[\xi_1 - \eta_1(1-\cos\psi) + \frac{1}{2}\sin^2\psi\right]\cos^2 a\psi \tag{15}$$

unde semnul + se referă la paramentul aval iar semnul — la paramentul amonte. Se observă că relația (15) are forma generală :

$$\frac{\sigma_\psi}{p} = f_1(a,\ \alpha,\ \lambda,\ \psi). \tag{16}$$

b) **Încărcare uniform distribuită pe arc [1], [2]* (fig. 5)**

Din (5) expresiile solicitărilor pentru acest caz de încărcare sînt :

$$\left.\begin{aligned} N_\psi &= N_0 \cos\psi + \int_0^\psi p_\varphi \cdot \sin(\psi-\varphi)\,ds \\ T_\psi &= -N_0 \sin\psi \int_0^\psi p_\varphi \cdot \cos(\psi-\varphi)\,ds \\ M_\psi &= -M_0 - N_0 \cdot r \cdot (1-\cos\psi) + \int_0^\psi p_\varphi \cdot r \cdot \sin(\psi-\varphi)\,ds. \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

Efectuînd integralele, relațiile (17) devin :

$$\begin{aligned} N_\psi &= N_0 \cos\psi + p \cdot r(1-\cos\psi) \\ T_\psi &= -N_0 \sin\psi + p \cdot r \cdot \sin\psi \\ M_\psi &= M_0 - P_0 \cdot r \cdot (1-\cos\psi) + p \cdot r^2 \cdot (1-\cos\psi) \end{aligned} \tag{18}$$

* Determinarea expresiilor solicitărilor acestui caz de încărcare se poate urmări în [1] și [2].

valori care introduse în relațiile (9 a) și (9 b), după efectuarea integralelor ne permit să determinăm expresiile necunoscutelor static nedeterminate M_0 și N_0:

$$N_0 = p \cdot r \cdot \eta_2; \quad M_0 = p \cdot r^2 \cdot \xi_2; \tag{19}$$

în care s-a notat:

$$\eta_2 = \frac{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A - \frac{B^2}{C}\right)\right] + F + kJ - K}{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A - \frac{B^2}{C}\right)\right] + F + kJ} \tag{20}$$

$$\xi_2 = (\eta_2 - 1)\left(1 - \frac{B}{2C}\right). \tag{21}$$

În acest fel expresiile (18) care dau valorile solicitărilor într-o secțiune curentă devin:

$$N_\psi = p \cdot r \cdot [1 + (\eta_2 - 1)\cos\psi]$$
$$T_\psi = p \cdot r\,(1 - \eta_2)\sin\psi$$
$$M_\psi = p \cdot r^2 (\eta_2 - 1)\left(\cos\psi - \frac{B}{2C}\right) \tag{22}$$

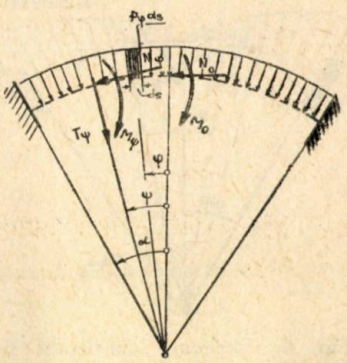


Fig. 5. Încărcare uniform distribuită după normala la axul arcului.

iar expresia efortului unitar normal pentru o secțiune ψ la paramentele aval respectiv amonte devine:

$$\frac{\sigma_\psi}{p} = \lambda\,[1 - (1 - \eta_2)\cos\psi]\cos\alpha\psi \pm 6\lambda^2(1 - \eta_2)\left(\frac{B}{2C} - \cos\psi\right)\cos^2\alpha\psi \tag{23}$$

relație care este tot de forma:

$$\frac{\sigma_\psi}{p} = f_2(a,\ \alpha,\ \lambda,\ \psi) \tag{23'}$$

c) **Încărcare distribuită după o lege de forma $p = p(1 - \cos\varphi)$**

Încărcarea (fig. 6) se întîlnește la rezolvarea arcelor barajelor în arce multiple.

Expresiile solicitărilor într-o secțiune au forma:

$$N_\psi = N_0\cos\psi + \int_0^\psi p\,(1 - \cos\varphi)\cdot\sin(\psi - \varphi)\,ds$$

$$T_\psi = -N_0\sin\psi + \int_0^\psi p\,(1 - \cos\varphi)\cdot\cos(\psi - \varphi)\,ds \tag{24}$$

$$M_\psi = M_0 - N_0 r\,(1 - \cos\psi) + \int_0^\psi p \cdot r \cdot (1 - \cos\varphi)\sin(\psi - \varphi)\,ds.$$

In expresiile (24) (rezultate de fapt din particularizarea relațiilor (5)) apar integrale a căror rezultate le dăm mai jos:

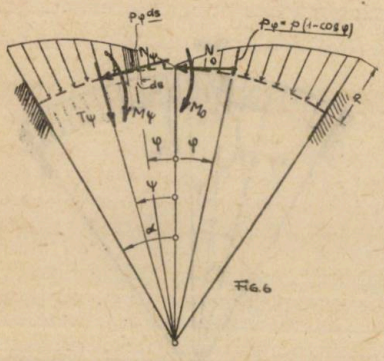


Fig. 6. Încărcare distribuită după normele arcului variind după legea $p_\varphi = p(1-\cos\varphi)$.

$$\int_0^\psi (1-\cos\varphi)\sin(\psi-\varphi)\,d\varphi = 1-\cos\psi-\frac{\Phi}{2}\sin\psi$$

$$\int_0^\psi (1-\cos\varphi)\cos(\psi-\varphi)\,d\varphi = \frac{1}{2}\sin\psi-\frac{\Phi}{2}\cos\psi.$$

Expresiile finite ale solicitărilor sînt:

$$N_\psi = N_0\cos\psi + p\cdot r\cdot\left(1-\cos\psi-\frac{\Phi}{2}\sin\psi\right)$$

$$T_\psi = -N_0\cos\psi + p\cdot r\cdot\left(\frac{1}{2}\sin\psi-\frac{\Phi}{2}\cos\psi\right)$$

$$M_\psi = M_0 - N_0 r(1-\cos\psi) + \qquad (25)$$

$$+ p\cdot r^2\cdot\left(1-\cos\psi-\frac{\Phi}{2}\sin\psi\right)$$

expresii care introduse în ecuațiile (9 a) și (9 b) dau posibilitatea rezolvării sistemului în raport cu M_0 și N_0.

Pentru rezolvarea sistemului facem notațiile:

$$U = \int_0^\alpha \psi\cdot\sin\psi\cdot\cos a\psi\cdot d\psi$$

$$U = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{(1+a)^2}\cdot\sin(1+a)\alpha - \frac{\alpha}{1+a}\cdot\cos(1+a)\alpha + \frac{1}{(1-a)^2}\cdot\sin(1-a)\alpha - \right.$$

$$\left. - \frac{\alpha}{1-a}\cos(1-a)\alpha\right]$$

$$V = \frac{1}{4}\int_0^\alpha \psi\cdot\sin\psi\cdot\cos 3a\psi\cdot d\psi.$$

$$V = \frac{1}{8}\left[\frac{1}{(1+3a)^2}\cdot\sin(1+3a)\alpha - \frac{\alpha}{1+3a}\cdot\cos(1+3a)\alpha + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{(1-3a)^2}\cdot\sin(1-3a)\alpha - \frac{\alpha}{1-3a}\cdot\cos(1-3a)\alpha\right]$$

$$R = \int_0^\alpha \psi\cdot\sin\psi\cdot\cos\psi\cdot\cos^3 a\psi\cdot d\psi$$

$$R = \frac{1}{16}\left[\frac{1}{(2+3a)^2}\cdot\sin(2+3a)\alpha - \frac{\alpha}{2+3a}\cos(2+3a)\alpha + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{(2-3a)^2}\sin(2-3a)\alpha - \frac{\alpha}{2-3a}\cos(2-3a)\alpha + 3\frac{1}{(2+a)^2}\cdot\sin(2+a)\alpha - \right.$$

$$-3\frac{\alpha}{2+a}\cos(2+a)\alpha+3\frac{1}{(2-a)^2}\sin(2-a)\alpha-3\frac{\alpha}{2-a}\cos(2-a)\alpha\Big]$$

$$S=\int_0^{\alpha}\psi\cdot\sin\psi\cdot\cos\psi\cdot\cos a\psi\cdot d\psi$$

$$S=\frac{1}{4}\left[\frac{1}{(2+a)^2}\sin(2+a)\alpha-\frac{\alpha}{2+a}\cos(2+a)\alpha+\frac{1}{(2-a)^2}\sin(2-a)\alpha-\right.$$

$$\left.-\frac{\alpha}{2-a}\cos(2-a)\alpha\right]$$

Rezolvînd sistemul în raport cu M_0 și N_0 obținem :

$$M_0=p\cdot r^2\cdot\xi_3;\quad N_0=p\cdot r\cdot\eta_3 \tag{27}$$

în care s-a notat :

$$\left.\begin{aligned}\eta_3&=\frac{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A-\frac{B^2}{C}\right)-3B\left(\frac{2V}{C}+\frac{3U}{2C}\right)+12R\right]-K+S+F-k\left(S-\frac{J}{2}\right)}{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A-\frac{B^2}{C}\right)\right]+F+kJ}\\ \xi_3&=(\eta_3-1)\left(1-\frac{B}{2C}\right)+\frac{2V}{C}+\frac{3}{2}\frac{U}{C}.\end{aligned}\right\} \tag{28}$$

Astfel că solicitările pentru secțiune curentă se pot obține din (25) sub forma :

$$\left.\begin{aligned}N_\psi&=p\cdot r\cdot\left[1-(1-\eta_3)\cos\psi-\frac{\psi}{2}\sin\psi\right]\\ T_\psi&=p\cdot r\cdot\left[\left(\frac{1}{2}-\eta_3\right)\sin\psi-\frac{\psi}{2}\cos\psi\right]\\ M_\psi&=p\cdot r^2\left[\xi_3+(1-\eta_3)(1-\cos\psi)-\frac{\psi}{2}\cdot\sin\psi\right].\end{aligned}\right\} \tag{29}$$

Expresia efortului unitar normal pentru această încărcare este :

$$\frac{\sigma_\psi}{p}=\lambda\left[1-(1-\eta_3)\cos\psi-\frac{\psi}{2}\sin\psi\right]\cos a\psi\pm$$

$$\pm\lambda^2\left[\xi_3+(1-\eta_3)(1-\cos\psi-\frac{\psi}{2}\sin\psi\right]\cos^2 a\psi \tag{30}$$

adică

$$\frac{\sigma_\psi}{p}=f_3(a,\ \alpha,\ \lambda,\ \psi). \tag{31}$$

Considerăm că ecuațiile (9 a) și (9 b) nu sînt epuizate, ele se pot aplica fără dificultate și pentru alte încărcări simetrice care apar în calcule (temperatura, cedarea reazemelor, încărcări seismice etc.).

CONCLUZII

Constatăm că eforturile unitare normale care acționează într-o secțiune curentă se pot determina înmulțind presiunea hidrostatică p cu efortul unitar normal corespunzătoare încărcării unitare

$$\sigma'_{\psi} = f(a, \alpha, \lambda, \psi).$$

Pentru o valoare a dată (corespunzătoare unei anumite variații) problema se poate rezolva prin reprezentarea grafică a lui $\sigma'_{\psi(\psi=\alpha;\ \psi=0)}$ în funcție de α și λ.

Aceste diagrame vor fi de tipul diagramelor lui Kelen; precizăm că caracterizează deschiderea unghiulară a arcului și diferă de la un arc la altul.

Acest mod de lucru presupune impunerea unei valori a care caracterizează variația secțiunii arcului fără a ști în ce măsură ea este cea mai indicată.

Valoarea a se poate însă determina pe baza unui criteriu dinainte stabilit. Cel mai indicat criteriu este cel care condiționează lucrul arcului la aceeași rezistență în nașteri și la cheie, condiție ce satisface și economicitatea secțiunii. Acest lucru revine la determinarea lui a din condiția:

$$\sigma'_{\psi=\alpha^\circ} = \sigma'_{\psi=0^\circ} \tag{31}$$

adică:

$$f_{\psi=\alpha}(a, \alpha, \lambda, \psi=\alpha) = f_{\psi=0}(\alpha, \alpha, \lambda, \psi=0).$$

În acest fel pentru un α dat rezultă valoarea a corespunzătoare arcului ce îndeplinește condiția (31) și valoarea $\lambda = \frac{r}{t_0}$ care definește grosimea arcului, r fiind dat, rezultă imediat valoarea t_0 și prin intermediul legii $t_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}$ grosimea întregului arc.

Explicitarea relațiilor care dau valoarea tensiunii normale în cheia și nașterile arcului, precum și a relației (31) este practic imposibil de realizat analitic. Problema se impune a fi rezolvată pe cale grafică.

BIBLIOGRAFIE

1. W. A. Perkins, Analysis of arch dams of variable thickness, Transaction of the A.S. of C.E. (1952).
2. V. Bauzil, Calcul des barrages-voutes, Travaux, fevrier 1959.
3. G. G. Zurabov, O. E. Bugaeva, Gidrotehniceschie Tuneli, Gidroelectriceskih stații.

К РАСЧЕТУ ВРЕЗАННЫХ АРОК С ПЕРЕМЕННЫМИ МОМЕНТАМИ ИНЕРЦИИ

(РЕЗЮМЕ)

Работа дает общий метод разрешения врезанных арок с переменными моментами инерции, ставя под общую форму выражения усилий для различных нагрузок.

Закон вариации сечения :

$$t_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}.$$

Даются также критерии выбора формы вариации сечения и методы расчета этих арок у различных типов радиальных симметричных нагрузок.

CONTRIBUTIONS AU CALCUL DES ARCS ENCASTRÉS AVEC DES MOMENTS D'INERTIE VARIABLE

(RÉSUMÉ)

L'ouvrage donne une méthode générale de résolution des arcs encastrés avec des moments d'inertie variable mettant sous une forme unique les expressions des solicitations pour de différents chargements.

La loi de variation de la section est :

$$t_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}.$$

On donne également des critères de choix à la forme de variation de la section et méthodes de calcul de ces arcs à de différents types de chargements radiaux symétriques.

DIAGRAME PENTRU DIMENSIONAREA ARCELOR INCASTRATE CU MOMENTE DE INERȚIE VARIABILE, PENTRU ÎNCĂRCĂRI UNIFORM DISTRIBUITE RADIAL *

DE

BĂLĂ M., POPA GH., DAVID I., FARCAȘ D.

Arcele încastrate, încărcate uniform distribuit radial (fig. 1) apar în calculele preliminare ale barajelor în arc.

Expresia generală a efortului unitar normal, într-o secțiune curentă a arcului, definită de unghiul ψ este :

$$\frac{\sigma_\psi}{p} = \lambda\left[1-(1-\eta_2)\cos\psi\right]\cos a\psi \pm 6\lambda^2(1-\eta_2)\left(\frac{B}{2C}-\cos\psi\right)\cos^2 a\psi \qquad (1)$$

unde : p este încărcarea uniform distribuită pe ml ;

$\lambda = \frac{r}{t_0}$ — raportul dintre raza fibrei mediane a arcului și grosimea la cheia arcului ;

$$\eta_2 = 1 - \frac{K}{\lambda^2\left[1{,}5\left(2A-\frac{B^2}{C}\right)\right]+F+3J} ;$$

Coeficienții A, B, C, F, K, J se pot urmări în [1] și [2], ei fiind funcții numai de parametrul a care determină rapiditatea de creștere a secțiunii arcului și de semideschiderea arcului α.

Eforturile unitare normale care interesează în verificarea arcului sînt cele de la cheie și nașteri. Ele se obțin prin particularizarea relațiilor (1) :

— pentru cheie $\psi = 0$

$$\frac{\sigma_0}{p} = \lambda\left[1-(1-\eta_2)\right] \pm 6\lambda^2(1-\eta_2)\left(\frac{B}{2C}-1\right) \qquad (2)$$

— pentru nașteri $\psi = \alpha$

$$\frac{\sigma_a}{p} = \lambda\left[1-(1-\eta_2)\cos\alpha\right]\cos a\alpha \pm$$

$$\pm 6\lambda^2(1-\eta_2)\left(\frac{B}{2C}-\cos\alpha\right)\cos^2 a\alpha. \qquad (3)$$

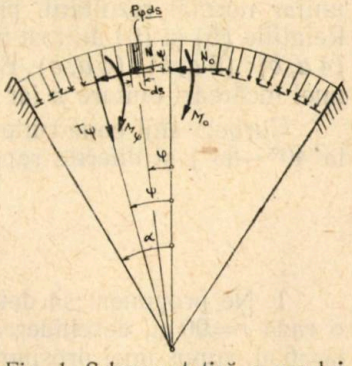


Fig. 1. Schema statică a arcului.

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

Semnele $\pm$ se referă la partea aval, respectiv partea amonte a arcului.

Pentru un arc dat prin α și λ cu grosime variabilă, determinarea lui $\frac{\sigma}{p}$ este greoaie datorită coeficienților A, B, C, F, K, J, astfel încît relațiile (2) și (3) devin operante numai dacă se construiesc curbele de variație a lui $\frac{\sigma}{p}$ în raport cu elementele enunțate mai sus. Acest lucru necesită un volum de calcule numerice practic greu de realizat.

Dificultatea s-a înlăturat prin posibilitatea programării expresiilor A, B, C, F, K, J, pentru a fi folosite ca subprograme în expresiile:

$$q = 1 - \eta_{12} = \frac{K}{\lambda^2 \left| 1{,}5 \left(2A - \frac{B^2}{C} \right) \right| + F + 3J}$$

$$r = 6 \left(\frac{B}{2C} - 1 \right) q\lambda^2 \qquad (4)$$

$$s = 6 \left(\frac{B}{2C} - \cos\alpha \right) q\lambda^2 \cos^2 a\alpha$$

$$t = \lambda (1 - q \cos\alpha) \cos a\alpha$$

valori care au fost calculate și întabulate pentru:

$\alpha = 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80°$; $\lambda = 15, 20, 25, 30, 35$;

$a = 0{,}05$; $0{,}20$; $0{,}35$; $0{,}50$; $0{,}65$; $0{,}80$; $0{,}95$; $1{,}1$; $1{,}25$;

În acest fel expresiile (2), (3) devin:

$$\frac{\sigma_0}{p} = \lambda (1 - q) \pm r \qquad (5) \qquad \frac{\sigma_a}{p} = t \pm s. \qquad (6)$$

Ele dau posibilitatea separării efectului forței normale (primul termen) și a momentului încovoietor (termenul al doilea) cît și cunoașterea efortului unitar normal rezultant, printr-o simplă operație de adunare sau scădere. Relațiile (5) și (6) au fost transpuse în diagramele din fig. (2 *a, b*); (3, *a, b*); (4 *a, b*); (5 *a, b*); (6 *a, b*). Ele conțin în ordonată efortul unitar corespunzător unei încărcări unitare p iar în abscisă parametrul a.

Curbele sînt construite pentru diferite semideschideri ale arcului α (de la 40°—80°) și diferite rapoarte λ (15—35).

EXEMPLU DE CALCUL

1. Ne propunem să determinăm eforturile unitare normale la un arc cu o rază $r = 90$ m, deschiderea unghiulară $2\alpha = 100°$ și cu o grosime la cheie $t_0 = 6$ m, supus unei presiuni $p = 3$ kg/cm^2.

— Se calculează valoarea $\lambda = \frac{r}{t_0} = \frac{90}{6} = 15$.

— Se vine în diagramă pentru $\alpha = 50°$ și se găsește:

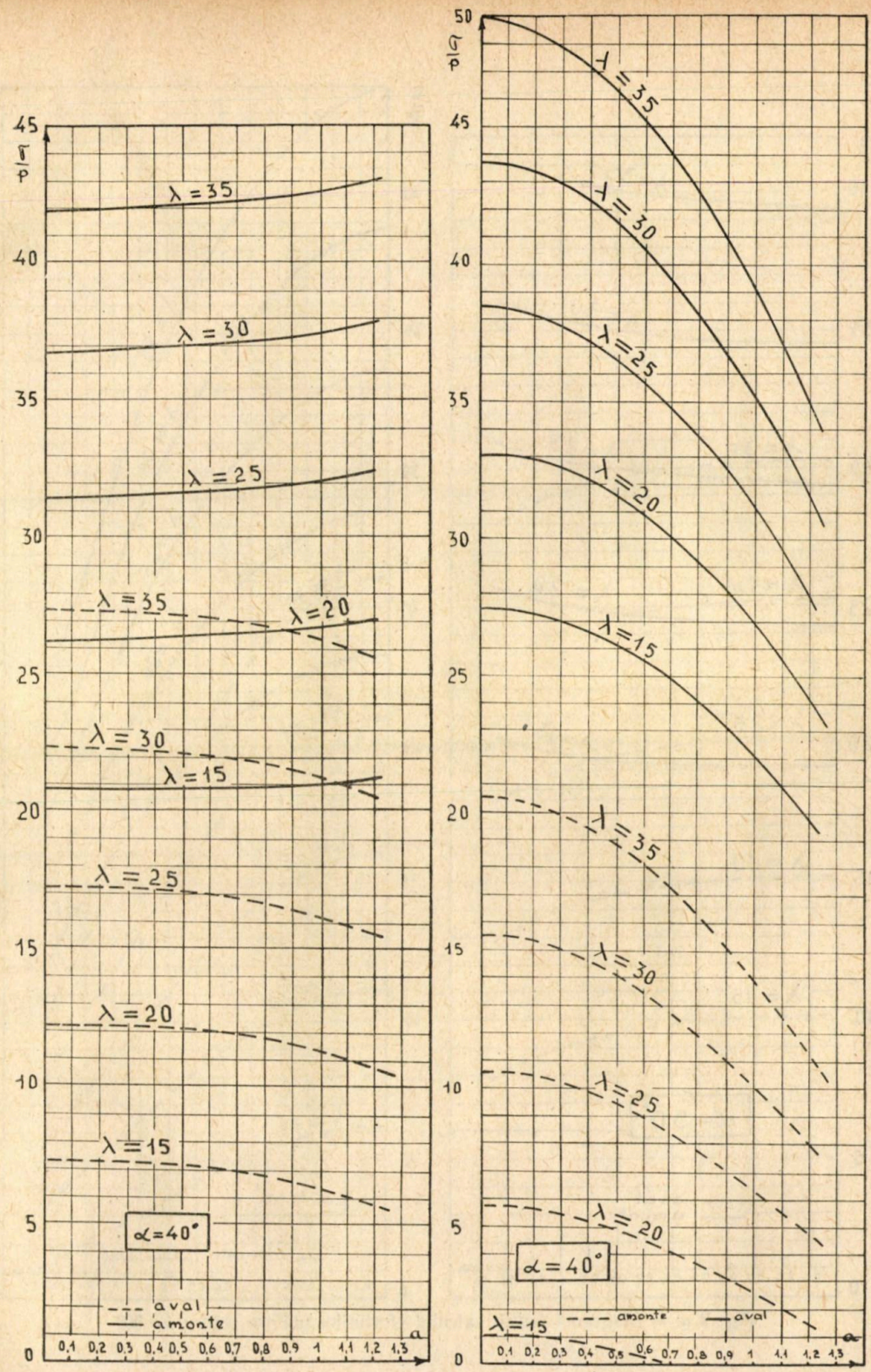


Fig. 2 *a*, *b*. Diagramă pentru calculul eforturilor unitare pentru $\alpha = 40°$

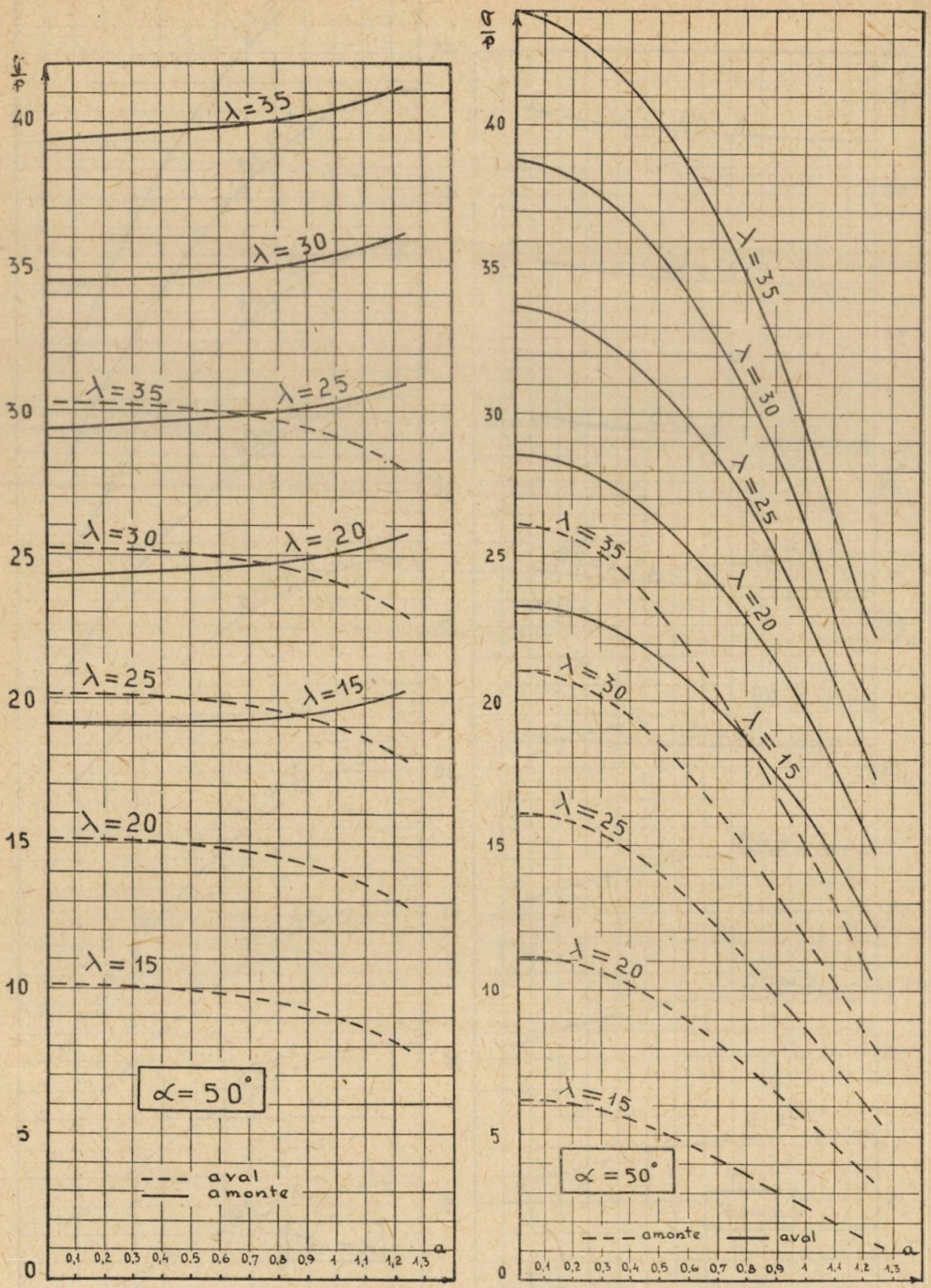


Fig. 3 *a*, *b*. Diagramă pentru calculul eforturilor unitare pentru α=50°

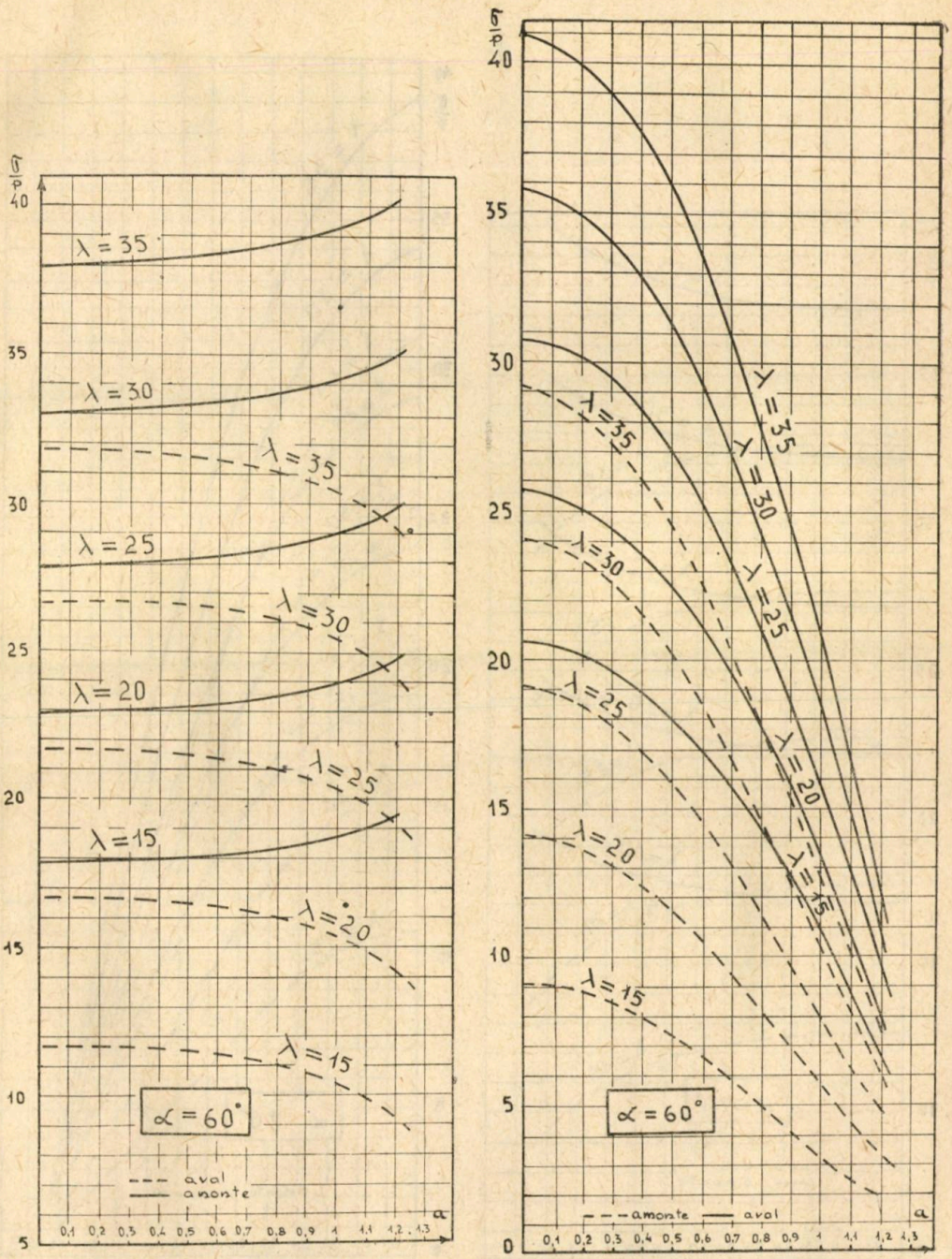


Fig. 4 *a*, *b*. Diagramă pentru calculul eforturilor unitare pentru $\alpha=60°$

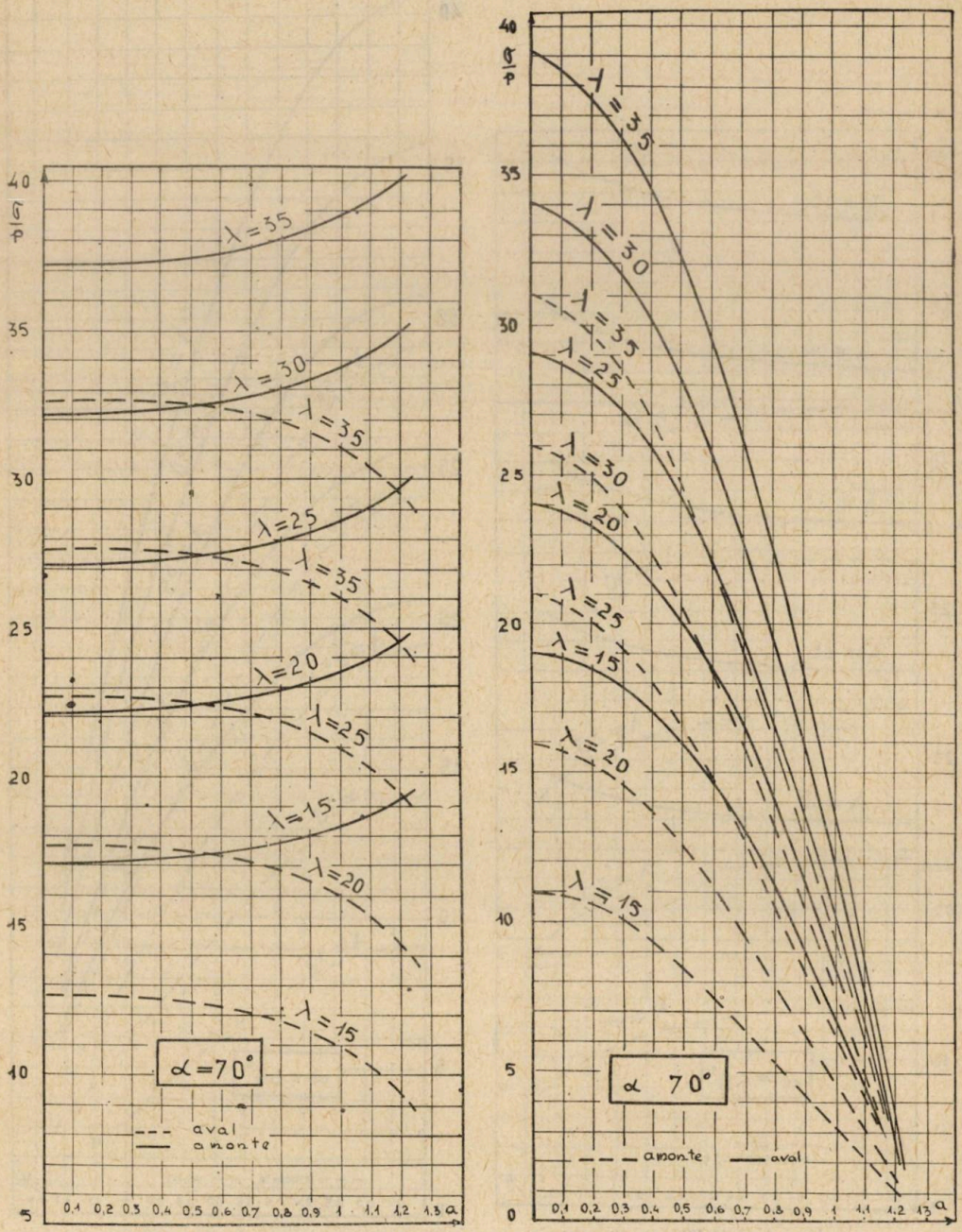


Fig. 5 *a*, *b*. Diagramă pentru calculul eforturilor unitare pentru $\alpha=70°$

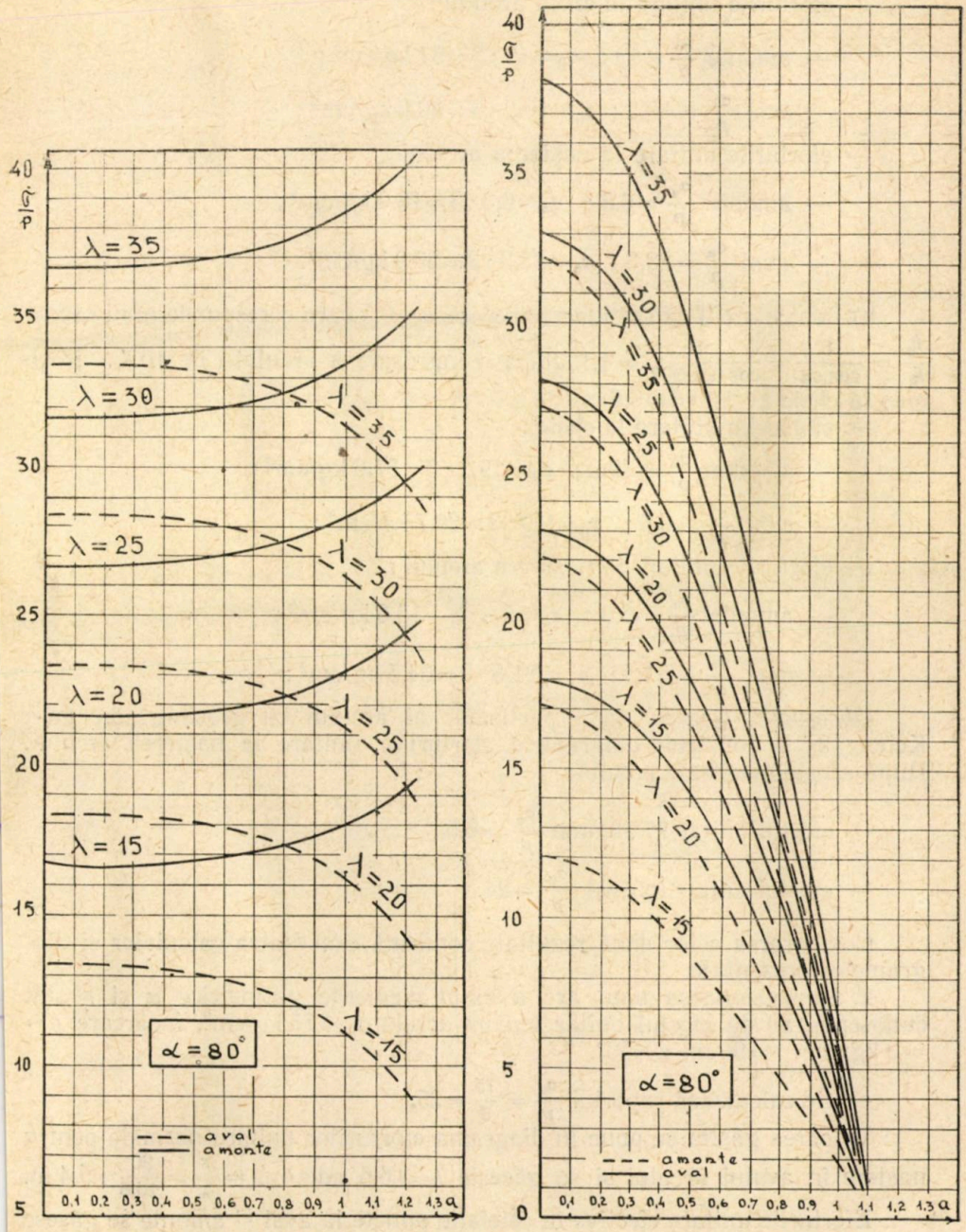


Fig. 6 *a, b.* Diagramă pentru calculul eforturilor unitare pentru α=80°

a) Pentru arcul cu grosime constantă avînd $a=0$.
— eforturile unitare la cheia arcului :

— amonte $\frac{\sigma_0}{p}=19$; $\sigma_0=19\cdot 3=57$ kg/cm^2 ;

— aval $\frac{\sigma_0}{p}=10{,}2$; $\sigma_0=10{,}2\cdot 3=30{,}6$ kg/cm^2 ;

— eforturile unitare la naşterea arcului :

— amonte $\frac{\sigma_a}{p}=6{,}3$; $\sigma_a=6{,}3\cdot 3=18{,}9$ kg/cm^2 ;

— aval $\frac{\sigma_a}{p}=23{,}3$; $\sigma_a=23{,}3\cdot 3=69{,}9$ kg/cm^2.

b) Pentru arcul cu secțiune variabilă, $a=0{,}5$ care corespunde unui raport $\frac{t_a}{t_0}=\frac{1}{\cos a\alpha}=\frac{1}{\cos 0{,}5\cdot 50^\circ}=1{,}1$ adică o îngroșare a arcului de 10%. Grosimea la cheie $t=1{,}1\cdot 6=6{,}6$ m ;
— eforturile unitare la cheie :

— amonte $\frac{\sigma_0}{p}=19{,}2$; $\sigma_0=19{,}2\cdot 3=57{,}6$ kg/cm^2 ;

— aval $\frac{\sigma_0}{p}=9{,}9$; $\sigma_0=9{,}9\cdot 3=29{,}7$ kg/cm^2 ;

— eforturile unitare la naşterea arcului :

— amonte $\frac{\sigma_a}{p}=5{,}2$; $\sigma_a=5{,}2\cdot 3=15{,}6$ kg/cm^2 ;

— aval $\frac{\sigma_a}{p}=21{,}5$; $\sigma_a=21{,}5\cdot 3=64{,}5$ kg/cm^2 ;

Observații. Pentru cazul particular al arcului cu grosime constantă Kelen [3] a construit diagramele eforturilor unitare la naşterea arcului. După aceste diagrame rezultă :

— efortul unitar în amonte $\frac{\sigma_\sigma}{p}=6{,}5$

— efortul unitar în aval $\frac{\sigma_a}{p}=24$.

Compararea celor două rezultate confirmă exactitatea calculelor și diagramelor prezentate.

2. Dimensionarea unui arc a cărui elemente geometrice α și r sînt cunoscute. Se dă efortul unitar maxim admis $\sigma_a=75$ kg/cm^2, încărcare $p=3$ kg/cm^2, $r=90$ m, $\alpha=50^\circ$.

— Se calculează raportul $\frac{\sigma_a}{p}=\frac{75}{3}=25$.

Valoarea găsită se pune în diagrama eforturilor unitare normale pentru naştere în avalul arcului și se găsește $\lambda=16{,}6$ adică $t_0=\frac{r}{\lambda}=\frac{90}{16{,}6}=5{,}4$ m.

Eforturile unitare efective în celelalte puncte la aval și amonte se găsesc în mod analog din celelalte curbe.

CONCLUZII

Diagramele prezentate dau posibilitatea găsirii eforturilor unitare în punctele importante fără a fi necesar un volum mare de calcul. Domeniul de aplicare al diagramelor se referă la toată gama de arce cu momente de inerţie variabile, inclusiv diagramele arcului cu moment de inerţie constant ca un caz particular.

Spre deosebire de diagramele stabilite de Kelen, acestea dau posibilitatea găsirii eforturilor unitare şi la cheia arcului, ceea ce este necesar pentru stabilirea eforturilor pentru combinaţii de încărcări.

Stabilirea eforturilor normale în cheia arcului atît la paramentul amonte cît şi aval ne permite stabilirea, prin separarea efectelor, solicitărilor N_0 şi M_0 care reprezintă tocmai necunoscutele static nedeterminate

$$N_0 = \frac{\sigma_{am} + \sigma_{av}}{2} t_0; \quad M_0 = \frac{\sigma_{aval} - \sigma_{am}}{12} t_0^2$$

ceea ce dă posibilitatea scrierii expresiilor N_ψ, T_ψ, M_ψ într-o secţiune curentă :

$$N_\psi = N_0 \cos\psi + pr(1 - \cos\psi)$$

$$T_\psi = -N_0 \sin\psi + pr \sin\psi$$

$$M_\psi = M_0 - N_0 r(1 - \cos\psi) + pr^2(1 - \cos\psi).$$

Astfel sîntem în măsură să determinăm eforturile unitare în orice secţiune a arcului.

BIBLIOGRAFIE

1. W. A. Perkins, Analysis of arch dams of variabile thickness, Transaction of the A.S. of C.E. (1952).
2. M. Bâlă, Gh. Popa, I. David, Contribuţii la calculul arcelor încastrate cu momente de inerţie variabile,
3. N. Kelen, *Die Staumauern,* Berlin (1926).

ДИАГРАММЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ДВОЙНЫХ ВРЕЗАННЫХ АРОК С ПЕРЕМЕННЫМИ МОМЕНТАМИ ИНЕРЦИИ ДЛЯ РАВНОМЕРНО И РАДИАЛЬНО РАСПРЕДЕЛЕННЫХ НАГРУЗОК, РАСЧИТАННЫХ ЭЛЕКТРОННОЙ МАШИННОЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА ГОРОДА ТИМИШОАРА 1

(РЕЗЮМЕ)

В работе даны практические диграммы для определения единичных усилий в характерных пунктах тонких арок с переменными моментами инерции, загруженные гидростатическим давлением воды. Диаграмы содержали частный случай постоянного момента инерции.

Даются указания о возможности определения бединичных усилей в любой сечении арки, начиная с элементов данных в диаграмме.

Также рассматривается числовой пример использования данных диаграмм.

DIAGRAMMES POUR LA MESURE DES ARCS DOUBLEMENT ENCASTRES AVEC DES MOMENTS D'INERTIE VARIABLE, POUR DES CHARGEMENTS UNIFORMEMENT RADIAL DISTRIBUES, CACULÉS AVEC M.E.C.I.P.T. 1.

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage on donne des diagrammes pratiques pour la determination des efforts unitaires dans les points caractheristique des arcs minces avec des moments d'inertie variables chargées avec la pression hidrostatique de l'eau. Les diagrammes contiennent comme un cas particulier l'arc avec un moment d'inertie constant.

On donne des indications sur les possibilités de determinations des efforts unitaires dans chaque section de l'arc, en partant des éléments données en diagramme.

On traite également un exempl numerique d'emploi des diagrammes présentées.

FUNCȚIONAREA SUB PRESIUNE A REȚELEI DE CANALIZARE *

DE

M. GIURCONIU

1. CONSIDERAȚIUNI GENERALE

Canalele închise ale unei rețele de canalizare se proiectează pentru a funcționa cu nivel liber la debitele de calcul. Debitul apelor uzate se poate determina cu ușurință și dacă se dimensionează o rețea de canalizare numai pentru aceste ape, rețeaua respectivă va funcționa în general cu nivel liber și cu un grad de umplere corespunzător asigurării funcționării cu nivel liber și la debite mai mari decît cele luate în calcul.

Debitul de calcul al unui canal ce transportă apă din precipitații atmosferice se determină mult mai greu deoarece este în funcție de aceste precipitații cu caracteristici destul de variabile. Se consideră numai precipitățiile lichide care se caracterizează prin frecvență, durată și intensitate.

Factorul frecvență stă la baza unei proiectări raționale arătînd numărul de ani la care pot avea loc ploi cu intensități egale sau mai mari decît cele luate în calcul, pentru o durată dată. La intervalul de timp considerat are loc debitul de calcul sau un debit mai mare decît cel de calcul deci rețeaua de canalizare funcționează cu nivel liber la limită sau intră sub presiune.

Se admite că intensitatea ploii variază conform relației :

$$i = \frac{a}{\sqrt{t_p}} \tag{1}$$

în care : i este intensitatea ploii, în l/s · ha ;

a — o constantă, ce se introduce în calcul în funcție de frecvență ;

t_p — durata ploii, în minute.

După metoda intensităților limită debitul apelor meteorice pentru un canal (fig. 1) este dat de relația :

$$Q = \frac{0{,}00775\, a S \varphi}{\sqrt{\frac{1}{v}}} \tag{2}$$

în care : Q este debitul de calcul al apelor meteorice, în m³/s ;

0,00775 — un factor de transformare a unităților ;

S — suprafața aferentă canalului, în ha ;

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

φ este coeficientul de scurgere ;
l — lungimea canalului, în m ;
v — viteza de scurgere a apei în canal, în m/s, ce se impune inițial.

În ipoteza că la debitul Q canalul funcționează plin, rezultă din ecuația de continuitate diametrul, în m, în funcție de debitul Q din relația (2) și de pantă :

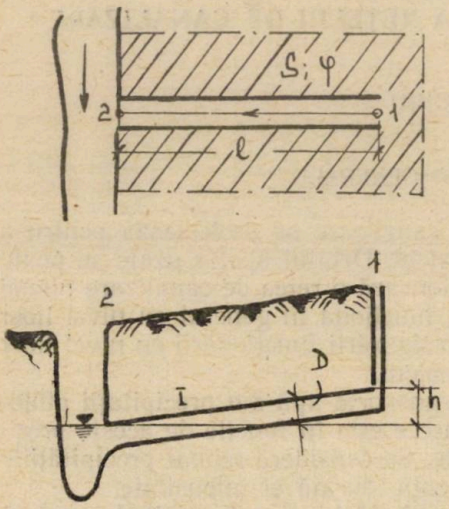


Fig. 1. Funcționarea unui canal cu nivel liber.

$$D = \frac{1{,}55\,(n \cdot Q)^{3/8}}{I^{3/16}} \qquad (3)$$

în care n este coeficientul de rugozitate, ce se poate lua de 0,0135 pentru canale de beton.

Viteza v impusă inițial trebuie să verifice relația :

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \qquad (4)$$

iar timpul de scurgere t_s (respectiv durata ploii de calcul t_p) din relația :

$$t_s = 0{,}0167\,\frac{1}{v} \qquad (5)$$

nu se introduce în calcule cu valoare mai mică de 5 minute, de 10 minute sau de 15 minute după cum canalul se găsește în regiune de munte, de deal sau de cîmpie. S-a notat căderea crestei canalului cu $h = i \cdot l$. Regimul de mișcare în canale se consideră permanent și uniform deci panta hidraulică la funcționarea cu nivel liber este egală cu panta radierului canalului și cu panta crestei canalului.

2. FUNCȚIONAREA REȚELEI SUB PRESIUNE

La dimensionarea canalelor ce transportă ape meteorice nu se iau în considerare ploi torențiale excepționale deoarece s-ar ajunge la secțiuni mari de canale deci la costuri exagerate. După importanța localității se impune frecvența ploii de calcul care arată numărul de ani la care canalul va funcționa cu nivel liber la debitul determinat din relația (2) sau sub presiune la un debit mai mare. Ploile de frecvență corespunzătoare unei constante $a' > a$ vor supraîncărca rețeaua și odată cu intrarea sub presiune va crește capacitatea de evacuare a canalelor, panta hidraulică și viteza de scurgere, se va micșora timpul de scurgere, și corespunzător acestui timp se va mări intensitatea ploii de calcul. Debitul ce trebuie evacuat va crește prin mărirea constantei a și prin micșorarea timpului de scurgere. Nivelul apei se va ridica deasupra crestei canalelor pînă sub nivelul suprafeței terenului sau pînă la suprafața terenului, în funcție de capacitatea de evacuare a canalelor. În mod

practic trebuie cunoscut acest nivel în orice punct al rețelei în vederea evitării inundării terenurilor.

La o ploaie de constantă $a' > a$ canalul din fig. 2 intră sub presiune, creindu-se panta hidraulică I' și diferența dintre nivelele apei din amonte și aval $h' = I' \cdot l$. Se notează cu v' viteza apei corespunzătoare pantei hidraulice I'.

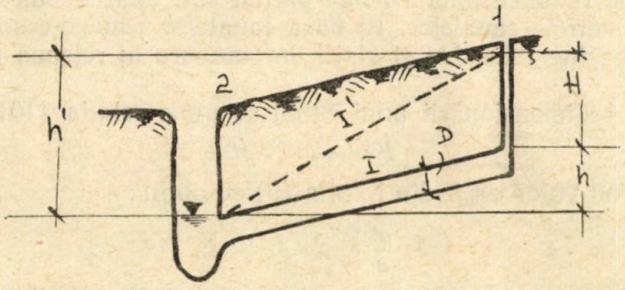


Fig. 2. Funcționarea unui canal cu nivel liber și sub presiune.

Egalînd debitele din relațiile (2) și (4) se obține viteza corespunzătoare pantei I:

$$v = \frac{0{,}0000974 \cdot a^2 \cdot S^2 \cdot \varphi^2}{D^4 \cdot 1} \tag{6}$$

și în mod analog se obține viteza corespunzătoare pantei I':

$$v' = \frac{0{,}0000974 \cdot a'^2 \cdot S^2 \cdot \varphi^2}{D^4 \cdot I}. \tag{7}$$

Din relația lui Chezy se obține panta hidraulică a canalului sub presiune:

$$I' = \frac{v'^2}{c^2 R} = I \cdot \frac{v'^2}{v^2}. \tag{8}$$

Înlocuind vitezele din relațiile (6) și (7) în relația (8) se obține:

$$I' = I\left(\frac{a'}{a}\right)^4. \tag{9}$$

Cu ajutorul relației (9) se poate determina panta hidraulică I' ce se formează la ploi mai mari decît cele din calcul în canale proiectate să funcționeze pline cu panta I la ploile de calcul.

3. VERIFICAREA REȚELEI DE CANALIZARE ÎN FUNCȚIUNE

După normele în vigoare se admite supraîncărcarea rețelei de canalizare la ploi mai mari decît cele de calcul, fără a se da nici un fel de indicație referitoare la verificarea rețelei în ansamblu sau în puncte caracteristice în această situație [1].

Se impun verificări și chiar norme în privința verificărilor pentru a se ajunge la rețele de canalizare optime din punct de vedere tehnico-economic.

În această lucrare se propune să se efectueze verificări ale nivelului apei în rețeaua de canalizare proiectată, punîndu-se condiții mărimii H dată de relația :

$$h' = h + H \tag{10}$$

Dacă la verificări nivelul apei rezultă sub teren sau deasupra terenului rețeaua trebuie redimensionată adică parțial sau total trebuiesc mărite sau micșorate diametrele canalelor. În baza canalelor tehnico-economice se pot introduce și bazine retensive și stații de pompare în rețeaua de canalizare ce se verifică.

În cazul redimensionării unui canal se pune relația (10) sub forma :

$$I' \cdot l = I \cdot l + H \tag{11}$$

Introducînd valoarea I' din relația (9) se obțin :

$$I\left(\frac{a'}{a}\right)^4 \cdot l = I \cdot l + H \tag{12}$$

Din relația (12) se determină panta ce trebuie dată radierului canalului la redimensionare :

$$I = \frac{H}{l \cdot \frac{a'^4 - a^4}{a^4}}. \tag{13}$$

Introducînd valoarea Q din relația (2) și valoarea I din relația (13) în relația (3) se obține :

$$D = 0{,}25\left(\frac{n \cdot S\varphi}{a}\right)^{3/8}\left[\frac{v\,(a'^4 - a^4)}{H}\right]^{3/16}. \tag{14}$$

Introducînd valoarea v din relația (6) în relația (14) se obține :

$$D = 0{,}168\,(S\varphi)^{3/7} n^{3/14}\left(\frac{a'^4 - a^4}{l \cdot H}\right)^{3/28}. \tag{15}$$

Cu ajutorul relației (15) se determină diametrul canalelor în funcție de elementele cunoscute : S, φ, n, a', a, l și H, fără a mai impune o viteză inițială, a dimensiona canalul și a compara apoi această viteză cu viteza la plin.

Dacă nu se redimensionează canalul și nu se admite inundarea terenului, se poate determina la limită constanta a' a ploii corespunzătoare, din relația (12) rezultînd :

$$a' = a \cdot \sqrt[4]{1 + \frac{H}{I \cdot l}} \tag{16}$$

În cazul redimensionării unui colector (fig. 3) se procedează la verificare pe tronsoane pornind din amonte sau din aval. Dacă se pornește din aval, se determină punctele în care apa meteorică din canale poate refula la suprafața terenului iar dacă se pornește din amonte, se pot determina punctele din care tronsoanele colectorului ar trebui să funcționeze cu nivel liber la ploi de intensități mai mari decît cele luate în calcul. Pentru diferența colectorului în recipientul natural se pot amplasa stații de pompare dacă de debit, în aceste puncte se pot amplasa bazine de retenție iar la vărsarea nivelul apei din recipientul natural se ridică deasupra crestei colectorului.

Dacă se fac redimensionări, diferenţa :

$$\sum I' \cdot l - (\sum I \cdot l + \sum H) \tag{17}$$

se repartizează la fiecare tronson de canal proporţional cu mărimea h' corespunzătoare, rezultînd noi pante hidraulice I' de forma :

$$I' = \frac{h'}{l}\left[\text{i} - \frac{\sum h' - (\sum I \cdot l + \sum H)}{\sum h'}\right]. \tag{18}$$

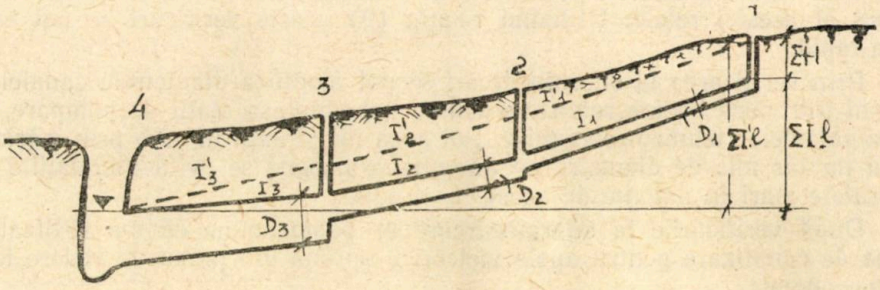


Fig. 3. Funcţionarea unei reţele de canale cu nivel liber şi sub presiune.

Din relaţia (9) se determină panta I ce trebuie dată radierului canalului, iar din relaţia (11) valoarea H corespunzătoare canalului. Introducînd valoarea H în relaţia (15) se determină diametrul canalului respectiv.

În tabela 1 se dau date referitoare la o reţea din regiune de deal dimensionată la frecvenţa $^1/_2$ ($a=503$) şi verificată la frecvenţa $^1/_3$ ($a=580$).

In funcţie de H se poate trasa linia piezometrică care la limită poate atinge nivelul terenului.

Tabela 1

Porţiunea	Lungimea m	v_i m/s	t_s min	$i=\frac{503}{\sqrt{t_p}}$ l/s·ha	S_φ ha	Q l/s	I	D cm	Q_p l/s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1—2	700	0,81	14,4	133	1,69	225	0,0015	60	288
2—3	435	0,81	23,4	104	3,90	406	0,001	80	410
3—4	460	0,81	32,9	88	10,5	924	0,0006	120	930

v_p m/s	$I'=\left(\frac{a'}{a}\right)^4 I$	$Q'=\left(\frac{a'}{a}\right)^2 Q_p$ l/s	$v'=\left(\frac{a'}{a}\right)^2 v_p$ m/s	t'_s min	$i'=\frac{580}{\sqrt{t'_p}}$ l/s · ha	H m
11	12	13	14	15	16	17
0,81	0,00266	300	1,08	10,8	176	0,81
0,81	0,00177	545	1,08	17,5	139	0,34
0,81	0,00106	1 240	1,08	24,6	117	0,21

4. CONCLUZII

Rețeaua de canalizare se dimensionează la ploi torențiale care se repetă în general la maximum 5 ani. Se admite supraîncărcarea rețelei la ploi cu intensitate mai mare decît cea de calcul dar nu există prescripții care să reglementeze verificarea în această ipoteză.

Se recomandă să se facă verificări la rețelele de canalizare ce transportă ape meteorice. Verificările pot consta în determinarea nivelului apei în orice punct al acestei rețele. Utilizînd relația (9) aceste verificări se pot executa rapid.

Prin verificarea la supraîncărcări se pot modifica diametrele canalelor, se pot introduce bazine retenzive sau se pot amplasa stații de pompare, în baza calculelor tehnico-economice. Pot avea loc situații în care prin mărirea unui număr mic de diametre pe anumite tronsoane se evită inundațiile pe suprafețe mari în amonte de aceste tronsoane.

După verificările la supraîncărcare se poate spune că s-a realizat o rețea de canalizare pentru apele meteorice optimă din punct de vedere tehnico-economic.

BIBLIOGRAFIE

1. Demidov L. și Sigorin G., *Canalizarea* (traducere din limba rusă), Editura tehnică, 1952.

РАБОТА КАНАЛИЗАЦИОННОЙ СЕТИ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривается вопрос работы канализационной сети при ливнях, имея постоянную a' большую чем a принятую по проекту.

Предлагаются соотношения при помощи которых можно определить уровень, расход и скорость воды в любой точке сети.

DAS FUNKTIONIEREN, UNTER DEM DRUCK, DES KANALISIERUNGSNETZES

(ZUSAMMENFASSUNG)

Man behandelt das Betriebsproblem eines Kanalisierungsnetzes bei Regen mit der Konstante a' welche grösser ist als die Konstante a in Betracht gezogen beim Proiektieren.

Man gibt die Gleichungen mit Hilfe welcher man das Nivel, der Durchflussmenge und die Wassergeschwindigkeit in jedwelchem Punkt des Netzes bestimmen kann.

MĂSURAREA ȘI REPREZENTAREA TASĂRILOR LA SILOZUL DE CEREALE ORȚIȘOARA *

DE

D. GUȚESCU, I. ROSENAUER și A. MIHĂIESCU

1. GENERALITĂȚI

In toamna anului 1962 în regiunea Banat s-a început construirea unor silozuri de cereale de mare capacitate (15 000—30 000 tone), executate din beton armat cu ajutorul cofrajelor glisante, acționate hidraulic. Tipul silozurilor este celular cu secțiunea circulară de un diametru interior de 7,3 m și înălțime de 29 m fiecare celulă.

Silozul de cereale la care s-a urmărit tasările este amplasat în stația C.F.R. Orțișoara, având o capacitate de depozitare egală cu 15 000 tone. Construcția este alcătuită din patru grupuri separate (*A*, *B*, *C* și *D*) de cîte 4 celule fiecare, dispuse simetric față de turnul central. Acesta din urmă cuprinde utilaje și instalații de transport și condiționare a cerealelor.

In baza studiilor geotehnice efectuate de I.S.C.P.C. și condițiilor de fundare avizate de

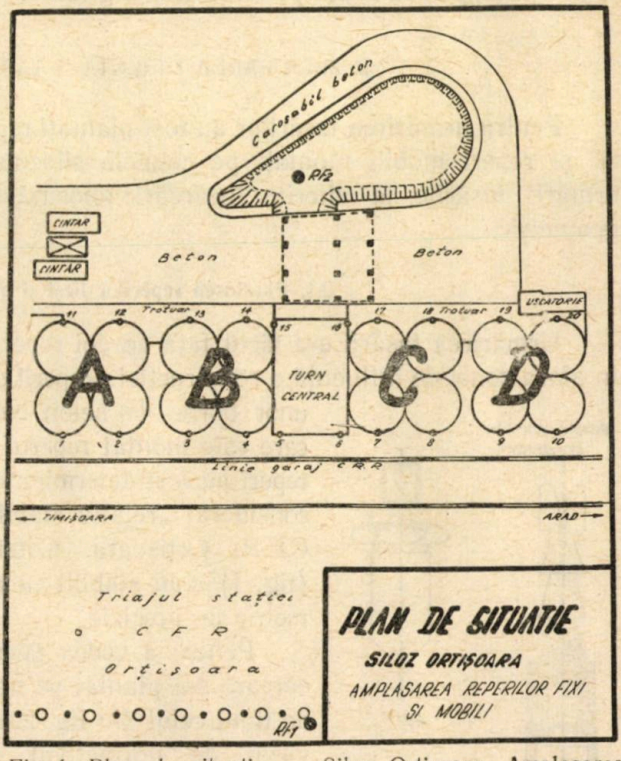


Fig. 1. Plan de situație. — Siloz Orțișoara. Amplasarea reperilor ficși și mobili.

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

catedra de Geotehnică și fundații a Institutului de Construcții din București silozul a fost fundat pe un strat de argilă prăfoasă plastic vîrtoasă tare de 7,25 m grosime sub care se găsește un strat de 2 m grosime praf argilos plastic consistent așezat pe un fundament de argilă prăfoasă galbenă plastic-vîrtoasă.

Din interpretarea caracteristicilor principale ale stratelor ce se găsesc sub cota de fundare, a rezultat că acestea au o compresibilitate redusă, cu excepția stratului de praf argilos plastic consistent care în zona nivelului hidrostatic este mai compresibil.

Tasările calculate pentru pachetul de argile cuprinse între cotele —3,75 m și —21,25 m, adîncimea maximă atinsă de unul din foraje, în ipoteza unei fundații dreptunghiulare avînd dimensiunile de 74×16 m și considerînd straturile separate, iar repartizarea presiunilor după 45° a rezultat o tasare de 10,44 cm. Calculele au fost făcute în mod acoperitor prin considerarea unghiului de repartizare a presiunilor în teren de 45° — valoare foarte mică pentru cazul pămînturilor argiloase.

2. MĂSURAREA DIRECTĂ A TASĂRILOR

Pentru urmărirea tasărilor au fost plantați reperi ficși de mare stabilitate cît și reperi mobili montați pe celulele silozului, cu ajutorul cărora s-a urmărit tasările la diferite încărcări folosind instrumente de nivelment geometric.

2.1. Plantarea reperilor ficși și mobili

Urmărirea tasării s-a făcut față de doi reperi ficși care au fost montați în afara zonei de influență a construcției. Reperii sînt confecționați sub forma unor borne de beton cu o adîncime de 1,20 m în care este montat reperul propriu-zis. Cotele acestor reperi au fost determinate față de un al treilea reper considerat „relativ stabil", fixat pe clădirea stației C.F.R. Orțișoara. Cotele reperilor RF_1 și RF_2 (fig. 1) s-au stabilit cu ajutorul nivelmentului geometric de precizie.

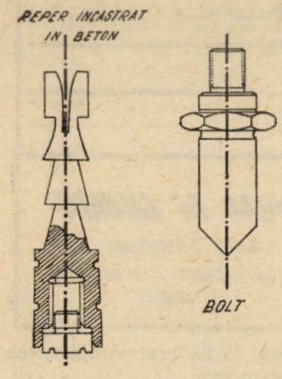


Fig. 2. Reperul înglobat în beton, cu bolțu folosit pentru citiri.

Pentru a vedea tasarea în timp funcție de încărcare s-a plantat pe fiecare celulă un reper mobil de tipul celui din fig. 2. Acest tip de reper este prevăzut de normativul experimental elaborat de INCERC pentru urmărirea tasărilor construcțiilor civile și industriale și este montat la circa 1 m deasupra trotoarului.

2.2. Efectuarea măsurătorilor

Cotele reperilor ficși au fost stabilite față de reperul montat pe clădirea stației C.F.R. Orțișoara, iar față de reperii ficși RF_1 și RF_2 s-au stabilit cotele reperilor mobili montați pe celulele silozului.

Stabilirea cotelor reperilor mobili s-a făcut cu ajutorul instrumentelor de nivelment și a unor mire, aparatura folosită este indicată în tabelul de mai jos în care se arată și unele caracteristici.

Nr. crt.	Tipul instrumentului	Fabricația	Puterea de mărire	Sensibilitatea nivelei	Precizia mm/km	Mira folosită fabricată de
1	Ni030	Zeiss	25 x	2 mm/30''	± 2—3	Forestieră (3 m) „Drum Nou" Buc.
2	Ni004	Zeiss	44 x	2 mm/10''	± 0,4	Cu bandă de invar Zeiss

Măsurătorile s-au efectuat cu Ni030 pentru fiecare punct făcîndu-se 4 citiri și luînd pentru fiecare reper cota medie. În paralel s-a folosit și nivela Ni004, cu care s-a făcut un număr mai redus de citiri. Între rezultatele obținute cu cele două tipuri de aparate și mire diferite există o diferență în cazul cel mai defavorabil, de 1 mm.

Cu fiecare din aceste tipuri de aparate măsurătorile s-au făcut în două perioade distincte și anumite :

a) Perioada de execuție : la plantarea reperilor mobili, la 0,25 H, 0,50 H, 0,75 H și H (H reprezentînd înălțimea construcției considerată de la nivelul superior al radierului de fundație).

b) Perioada de încărcare a silozului în momentul cînd acesta era încărcat cu 50%, 75% și 100% din capacitatea totală. Această încărcare făcîndu-se conform condițiilor cerute de I.P.C.M.C. proiectantul silozului, completate cu instrucțiunile elaborate de I.S.C.A.S. și cu recomandările făcute de catedra de Geotehnică și fundații a Institutului de Construcții din București. Încărcarea celulelor corespunzătoare celor trei etape de încărcare s-a făcut în tranșe, fără întrerupere, de cîte 10 tone la celulele stelate și 25 tone la celulele circulare pînă la umplerea uniformă a acestora conform etapelor de încărcare. Încărcarea s-a făcut în ordinea arătată în figura 3.

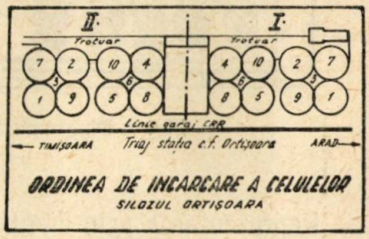


Fig. 3. Ordinea de încărcare a celulelor.

S-a încărcat pînă la 50% grupul de celule I în ordinea indicată pe figură după aceea s-a încărcat grupul de celule II pînă la 50%, trecînd la grupul I care se încarcă pînă la 75%, în continuare încărcîndu-se grupul II pînă la 75%, continuînd în felul acesta operația de încărcare pînă la umplerea completă a celulelor. După fiecare etapă de încărcare s-a făcut o citire

la terminarea acesteia într-un anumit stadiu, lăsînd silozul o perioadă de 20 zile sub această încărcare și făcînd o nouă citire după această dată.

Tasările silozului se vor urmări în continuare pînă la completa stingere a acestora.

3. REPREZENTAREA GRAFICĂ A REZULTATELOR OBȚINUTE DIN MĂSURĂTORI

Rezultatele obținute din măsurători s-au reprezentat sub formă grafică după cum urmează :

3.1. Reprezentare prin diagrame „tasare-timp"

Măsurătorile pentru fiecare reper în funcție de încărcarea în perioadă de execuție cît și în perioada de încărcare pînă la umplerea completă sînt reprezentate sub forma unor diagrame pentru fiecare grup de celule în figurile 4, 5, 6, 7 și 8.

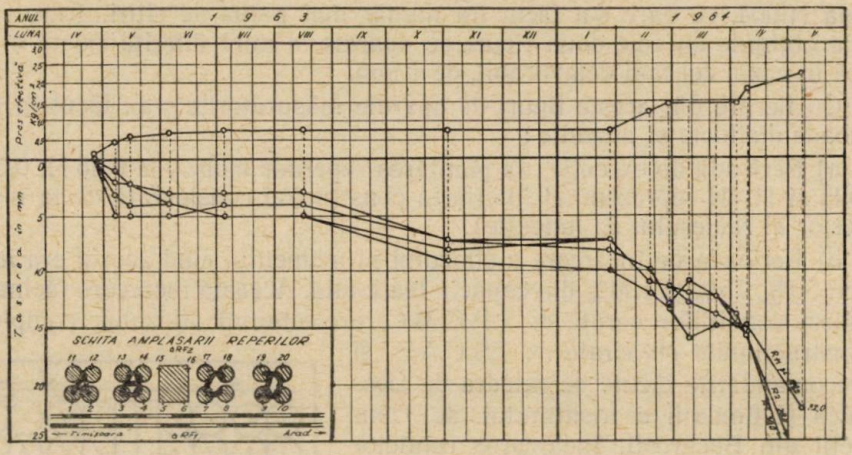


Fig. 4. Diagrama tasare timp — grupul de celule A —.

Reprezentarea prin diagramă tasare-timp în mod izolat a fiecărui reper ne permite că urmărim mișcările acestuia în funcție de încărcare. Acest mod de reprezentare nu reflectă însă tasarea ansamblului din care face parte reperul. Îmbunătățirea acestui mod de reprezentare s-ar putea obține prin suprapunerea diagramelor tasare-timp a tuturor reperilor care fac parte din aceeași fundație. Pentru a avea o reprezentare și mai expresivă a mișcării fundației pe verticală curba tasare-timp pentru fiecare reper izolat poate să fie înlocuită printr-o curbă medie, urmînd ca tasarea diferențială să fie reprezentată separat.

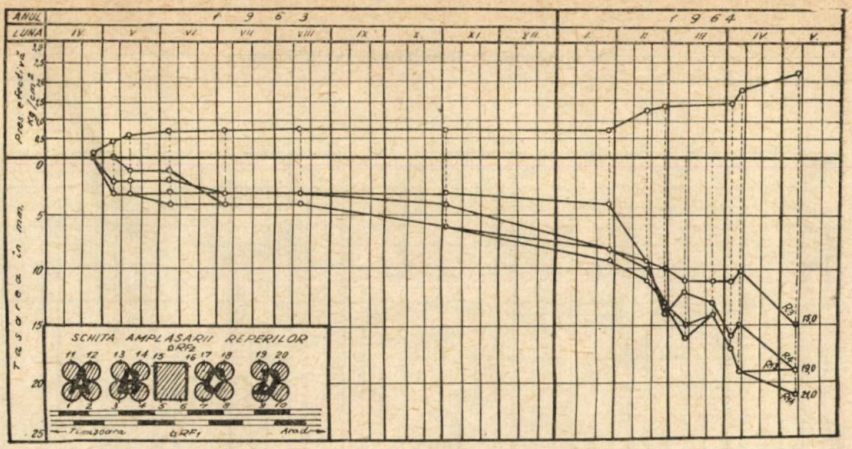


Fig. 5. Diagrama tasare timp — grupul de celule B —.

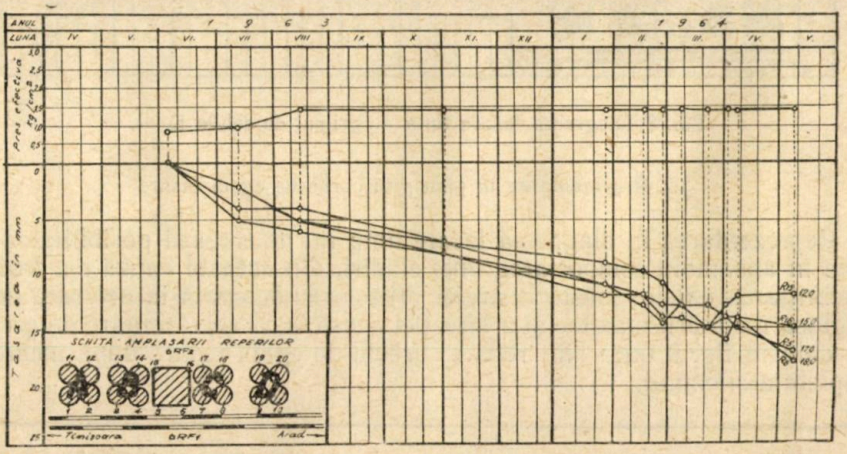


Fig. 6. Diagrama tasare timp — turnul central —.

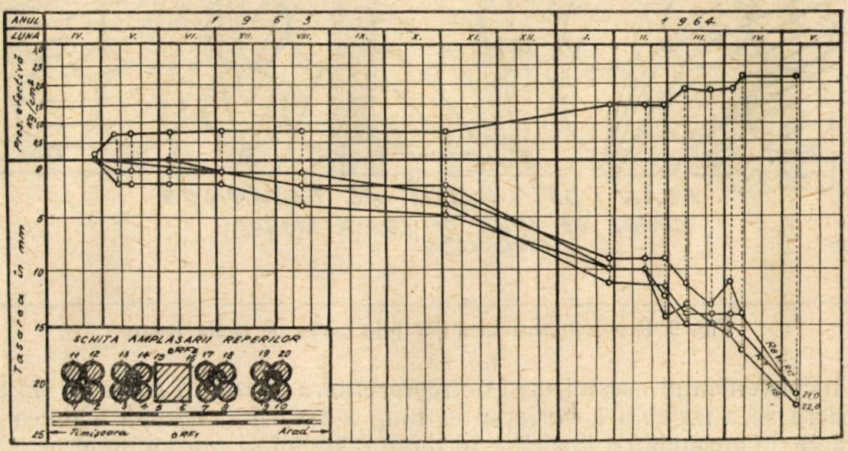


Fig. 7. Diagrama tasare timp — grupul de celule C —.

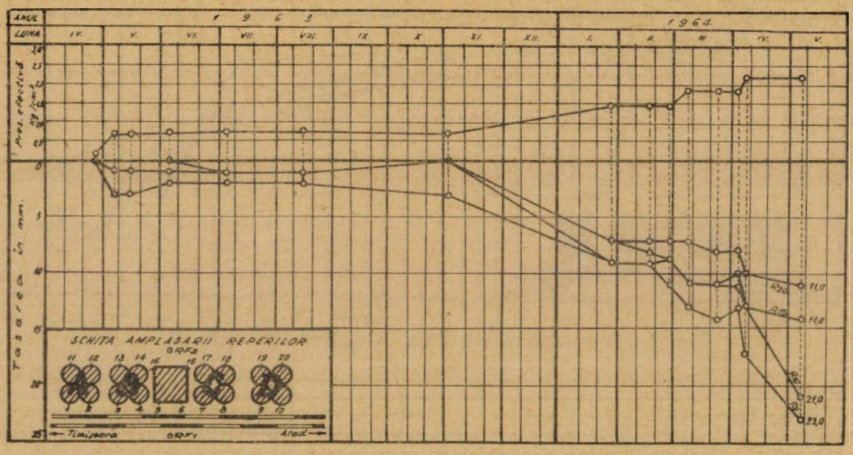


Fig. 8. Diagrama tasare timp — grupul de celule D —.

3.2. Reprezentarea în plan prin curbe de egală tasare

Reprezentarea în diagramă tasare-timp nu ne creează posibilitatea de a vedea în ansamblu comportarea unei clădiri, din această cauză s-a trecut la reprezentarea datelor măsurătoarelor prin curbe de egală tasare care ne dau imaginea înclinării maxime şi a direcţiei acesteia. O reprezentare de acest fel este dată în fig. 9 unde sînt redate curbele de egală tasare după încărcarea completă a silozului.

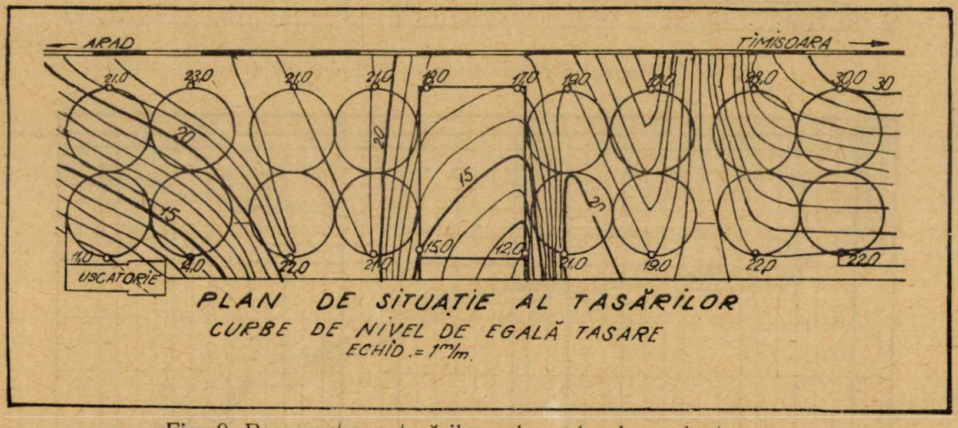


Fig. 9. Reprezentarea tasărilor prin curbe de egala tasare.

Inconvenientul acestui mod de reprezentare constă în aceea că nu avem o vedere de ansamblu a variaţiei în timp a tasărilor. Pentru a putea avea o vedere de ansamblu a tasărilor în timp ar trebui să reprezentăm pe aceştia

prin curbe de egală tasare pentru fiecare dată a citirilor și să le suprapunem imaginar aceste reprezentări pentru a vedea comportarea în timp a mișcării clădirii.

3.3. Reprezentarea prin bloc diagrame

Reprezentarea prin curbe de egală tasare necesită foarte mult timp de lucru și totodată nu este suficient de intuitivă, o reprezentare mult mai simplă și cu posibilitatea de a vedea mai ușor în spațiu este cea sub formă de bloc diagramă făcută în proiecția axonometrică.

Acest mod de reprezentare are același dezavantaj ca și reprezentarea prin curbe de egală tasare că trebuie să întocmim o bloc diagramă la fiecare dată a citirilor și să le suprapunem pentru a vedea comportarea în timp a mișcării clădirii. În fig. 10 se reprezintă sub formă de bloc diagramă mișcarea silozului Orțișoara după încărcarea completă a acestuia.

Pe lîngă dezavantajul că trebuie să întocmim o diagramă la fiecare dată a citirilor mai avem și pe acela că în acest sistem de reprezentare sînt deformate unele dimensiuni.

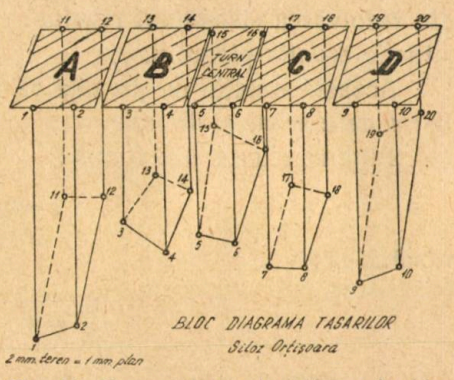


Fig. 10. Reprezentarea tasărilor prin bloc diagramă.

3.4. Reprezentarea sub formă de diagramă a mărimii înclinării maxime și direcții acesteia

Din sistemul de reprezentare a datelor măsurătorilor prezentate pînă aici rezultă că în unele cazuri nu avem întotdeauna o vedere de ansamblu asupra comportării clădirii, iar atunci cînd sistemul de reprezentare ne dă această imagine de ansamblu îngreunează foarte mult munca de întocmire a acestor reprezentări sau duce la deformarea unor dimensiuni.

Din această cauză o reprezentare mult mai corespunzătoare ar fi aceia care dă mărimea înclinării maxime și direcția acesteia, desigur că această diagramă poate fi completată cu tasarea medie la fiecare dată a citirilor.

În cazul unor fundații rigide așa cum este la silozul Orțișoara chiar dacă s-a măsurat numai tasările prin nivelment geometric, înclinarea radierului poate fi determinată. Dacă admitem ipoteza unei fundații rigide deplasarea verticală relativă trebuie să fie astfel încît toate punctele să rămînă în același plan, aceasta înseamnă că tasările deduse prin măsurători directe trebuie să satisfacă această condiție.

Considerînd ecuația planului sub forma normală

$$x\cos\alpha+y\cos\beta+z\cos\gamma-p=0$$

punctele rezultate din măsurători nu se vor găsi toate în acest plan, datorită erorilor de măsurare.

Pentru a defini planul de mai sus am impus condiția ca suma pătratelor distanțelor de la acestea la plan să fie minimă. Impunînd această condiție rezultă sistemul de ecuație :

$$\cos\alpha \sum x_i^2 + \cos\beta \sum x_i y_i + \cos\gamma \sum x_i z_i - p \sum x_i = 0 \quad (1)$$

$$\cos\alpha \sum x_i y_i + \cos\beta \sum y_i^2 + \cos\gamma \sum y_i z_i - p \sum y_i = 0 \quad (2)$$

$$\cos\alpha \sum x_i z_i + \cos\beta \sum y_i z_i + \cos\gamma \sum z_i^2 - p \sum z_i = 0 \quad (3)$$

$$\cos\alpha \sum x_i + \cos\beta \sum y_i + \cos\gamma \sum z_i - np = 0 \quad (4)$$

$$\cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1 \quad (5)$$

din rezolvarea sistemului rezultă : $\cos\alpha$, $\cos\beta$, $\cos\gamma$, și p, avînd în această situație ecuația planului.

Această ecuație ne permite să studiem tasarea neuniformă cît și înclinarea ca mărime și direcție.

Punînd ecuația sub forma :

$$z = ax + by + c$$

rezultă că :

$$\frac{\partial z}{\partial x} = a \quad \text{și} \quad \frac{\partial z}{\partial y} = b$$

a = înclinarea după axa x-lor ;
b = înclinare după axa y-lor.
Inclinarea maximă va fi :

$$\operatorname{tg} i = \sqrt{a^2 + b^2}$$

iar direcția înclinării maxime va fi :

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{a}{b}.$$

Rezolvarea sistemului este mult ușurată ținînd seama de ecuația (4), care spune că centru de greutate al punctelor este conținut în plan, alegînd pe acesta ca origină a sistemului de axe.

Aplicînd această metodă la măsurătorile efectuate cu nivelul Zeiss Ni030 la silozul Orțișoara ne rezultă în general că acestea satisfac condiția cu mici diferențe a căror valoare sînt de maximum 1 mm.

Variația înclinărilor planului de fundații ca mărime și direcție se poate reprezenta sub forma unei diagrame, formată din cercuri concentrice reprezentînd înclinarea în minute centesimale, iar direcția de înclinare fiind măsu-

rată în sensul de rotire a acelor ceasornicului de la axa *y*, sistemul de axe avînd originea în centrul cercurilor. Această diagramă poate fi completată cu un cerc care reprezintă înclinarea maximă admisibilă (valoarea maximă a tasărilor diferențiale), precum și valoarea tasării medii cu data la care s-a făcut citirea acesteia. Atît timp cît înclinarea își păstrează valoarea în interiorul cercului de maximă înclinare, tasările nu prezintă nici un pericol.

Pe baza acestei diagrame se poate da soluția de încărcare a silozului astfel ca prin schimbarea direcției de înclinare să ajungem la poziția inițială (verticală).

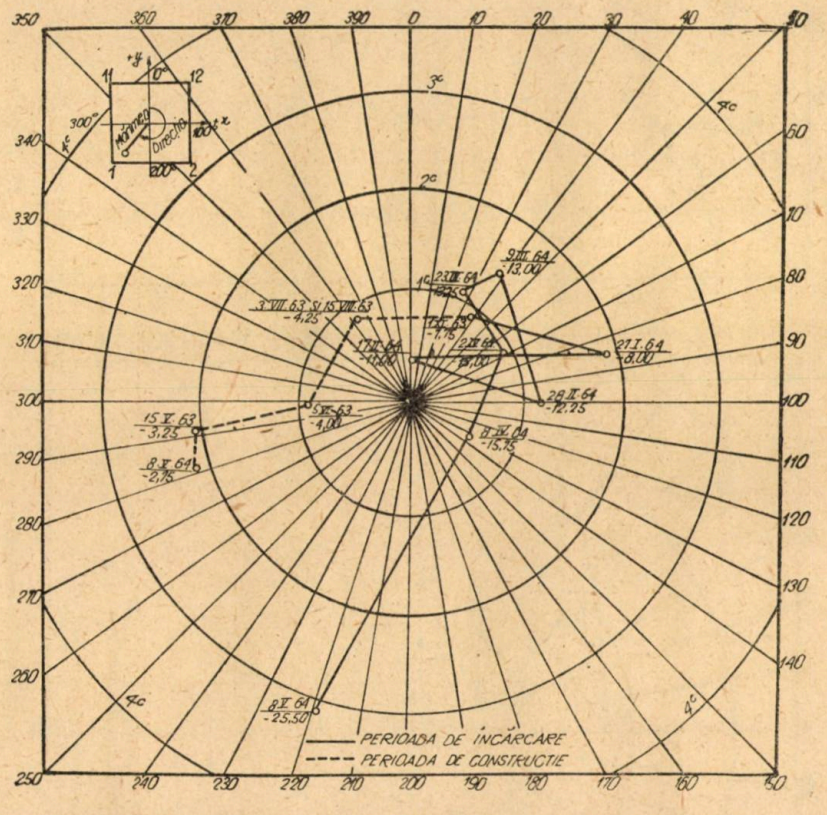


Fig. 11. Reprezentarea înclinării și direcției — grupul de celule A —.

In figurile 11, 12, 13, 14 și 15 sînt reprezentate înclinările și direcția acestora pentru cazul silozului nostru, cercul care reprezintă înclinarea maximă admisibilă de 25^c nu este trecut pe figură, în medalionul figurilor respective se arată poziția axelor *xy* față de reperii mobili.

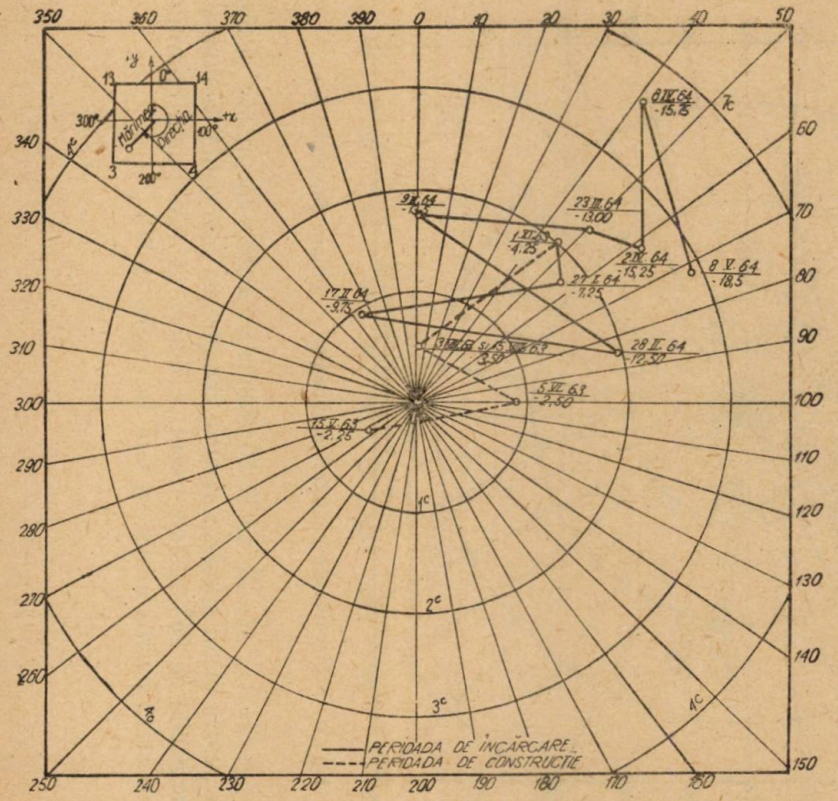


Fig. 12. Reprezentarea înclinării și direcției — grupul de celule B —.

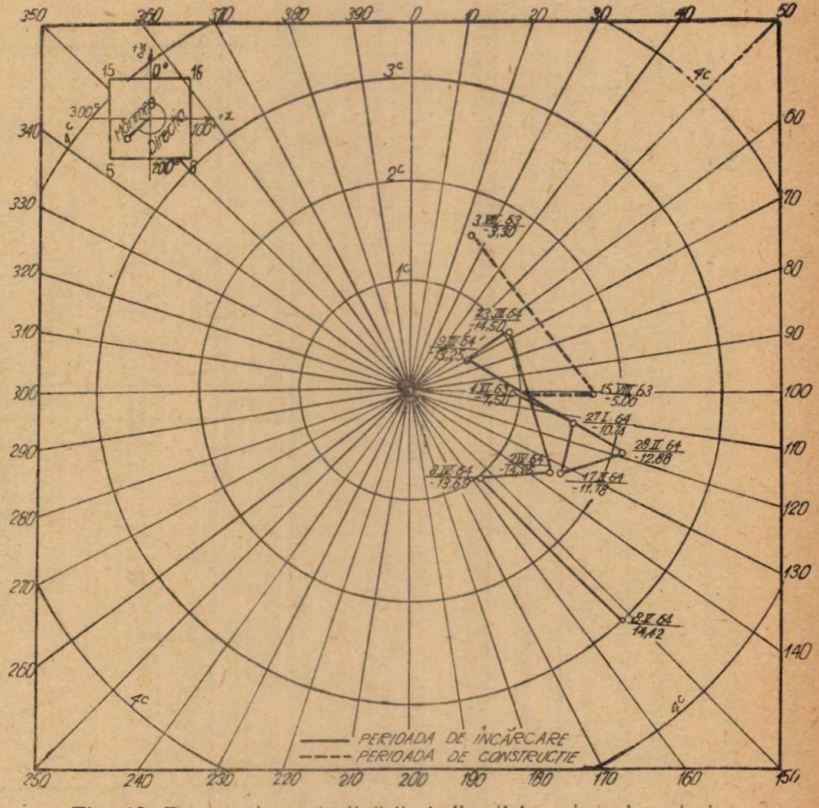


Fig. 13. Reprezentarea înclinării și direcției — turnul central —.

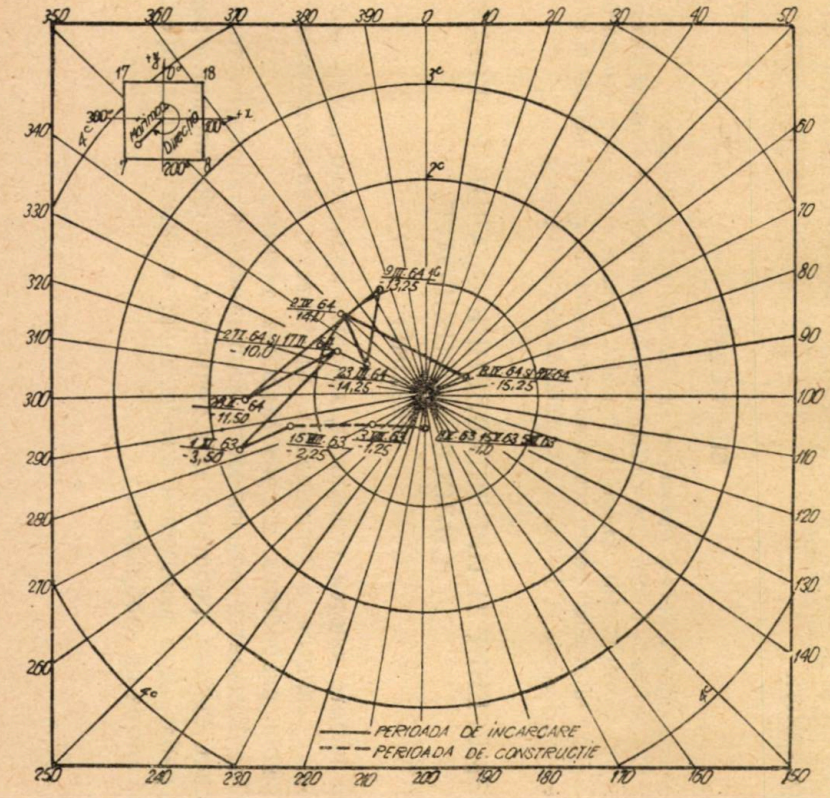


Fig. 14. Reprezentarea înclinării și direcției — grupul de celule C —.

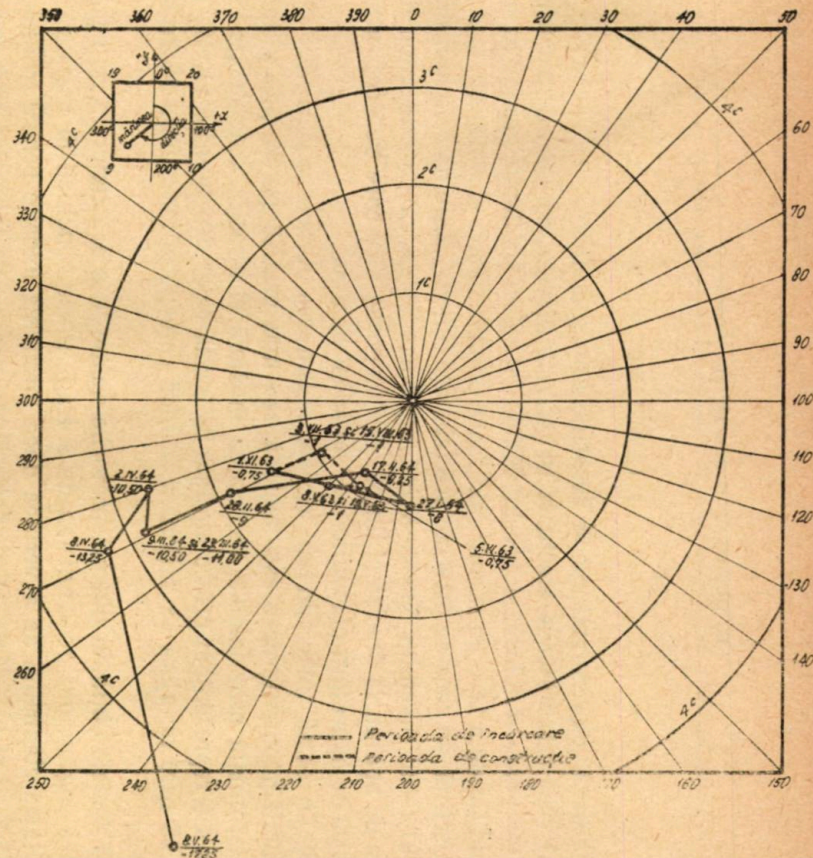


Fig. 15. Reprezentarea înclinării și direcției — grupul de celule D —.

4. CONCLUZII

Pe bază celor de mai sus se desprind următoarele :

a) Din măsurătorile efectuate în teren a rezultat că pentru urmărirea tasărilor poate fi folosit și nivelul Ni030 cu mira din lemn gradat în cm, cu condiția de a face un număr mai mare de măsurători și a depune o atenție deosebită. În ceea ce privește precizia rezultatelor obținute este mai mică decît în cazul nivelului Ni004. Avînd în vedere faptul că nu totdeauna dispunem de aparatură precisă și ținînd cont de precizia cu care trebuiesc urmărite tasările aparatura obișnuită este suficient de bună.

b) În cazul unor fundații rigide, măsurarea directă a tasărilor prin nivelment geometric care este metoda cea mai precisă ne dă posibilitatea să determinăm prin calcule, înclinarea maximă și direcția acesteia pe care putem s-o reprezentăm prin diagrame de forma celor din figurile 11, 12, 13, 14 și 15 care ne ajută să acționăm în mod corespunzător asupra încărcării silozului.

c) Datele obținute din măsurătorile făcute la scară naturală dau posibilitatea inginerului geotehnician de a trage unele concluzii în legătură cu securitatea clădirii și de a verifica dacă formulele folosite pentru evaluarea tasărilor cît și indicii de calcul determinați pe cale de laborator sînt sau nu corespunzători.

BIBLIOGRAFIE

1. Verm. Ing. M. Paufler, Messungen am Reichenturm zu Bautzen.
2. INCERC, Normativ pentru determinarea tasărilor, construcțiilor civile și industriale.
3. * * *, STAS 2745-51. Terenul de fundație. Urmărirea mișcărilor construcțiilor.
4. C.S.V.P.A., Instrucțiuni pentru completarea documentației privind tasările la silozuri.
5. I.P.C.M.C., Regimul de încărcare a silozului de cereale Orțișoara.

ИЗМЕРЕНИЕ И ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ОСАДОК В ЗЕРНОВОМ СИЛОСЕ В ОРЦИШОАРЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются условия, в которых проведено измерение осадки зерновых силосов в Орцишоаре. Критически анализируются методы измерения, разработки, и представления данных.

Оправдывается возможность использования инструментов геометрической съемки, работающих с точностью ±2 mm/km при проведении этих работ. Для выявления дифференцированных осадок, предлагатся новый метод их изображения.

LA MESURAGE ET LA REPRESENTATION DE TASSEMENT DES SILOS DE CEREEALES D'ORȚIȘOARA

(RÉSUMÉ)

On indique dans ce travail les conditions dans lesquelles on a exécuté le mesurage de tassements des silos de céréeales d'Orțișoara. On analyse d'une manière critique les méthodes de mesurage, d'élaboration et représentation des données.

On justifie la possibilité de l'utilisation des instruments de nivellement géometrique qui garantissent une précision ± 2—3 mm/km. dans l'exécution de ces travaux. Pour évidentier l'évolution des tassements différentiels, on propose un nouveau procédé de représentation de ceux-ci.

CONSIDERAȚII ASUPRA MĂSURĂRII DISTANȚELOR CU LATA DE BAZĂ *

DE

D. GUȚESCU și I. ROSENAUER

1. INTRODUCERE

Măsurarea indirectă a distanțelor prin metoda paralactică este cunoscută de foarte mult timp, dar aceasta nu a putut fi utilizată din cauza că nu se dispunea de teodolite care să măsoare cu o precizie corespunzătoare unghiul paralactic (γ).

Metoda constă în folosirea unei late de bază de lungime constantă (b) și din măsurarea unghiului paralactic (γ) (fig. 1).

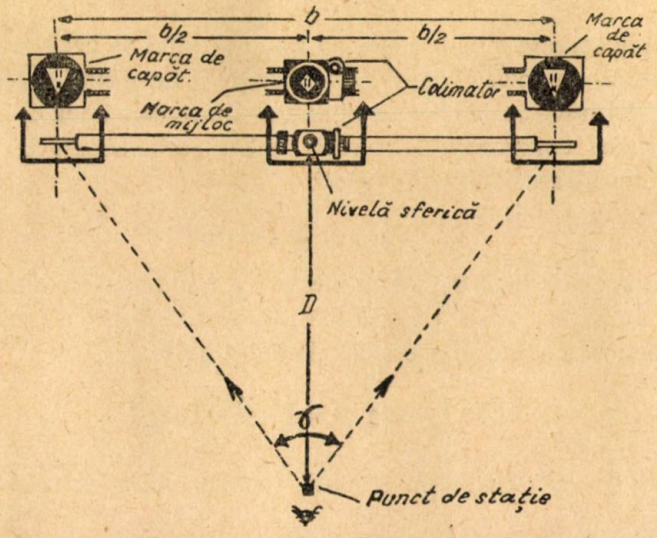


Fig. 1. Principiul metodei paralactice de măsurare a distanțelor.

Prin măsurarea unghiului γ și cunoscînd lungimea bazei constante, distanța rezultă din relația : $D=\frac{b}{2}\operatorname{cotg}\frac{\gamma}{2}$. De remarcat este faptul că luînd o

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

lată de bază $b=2$ m, lată obișnuit folosită în măsurători, rezultă că măsurarea distanței se reduce la măsurarea unui unghi orizontal între mărcile de capete, obținînd distanța orizontală.

Distanță măsurată cu ajutorul acestei metode este influențată de anumite erori cum de altfel se întîmplă și în cazul altor metode de determinare a distanțelor. Erori care sînt cauzate de: măsurarea unghiului paralactic, construcția și folosirea latei de bază cît și de mediul înconjurător.

Obiectul prezentei lucrări îl constituie erorile datorită construcției, folosirii și influenței mediului înconjurător asupra latei de bază.

2. ERORI DATORITĂ CONSTRUCȚIEI, FOLOSIRII ȘI INFLUENȚEI MEDIULUI ÎNCONJURĂTOR ASUPRA LATEI DE BAZĂ

Pentru ca asupra distanțelor măsurate să nu se comită erori mari, latele de bază folosite la măsurarea paralactică a distanțelor trebuie să îndeplinească anumite condițiuni din punct de vedere: al construcției, a așezării în stație și a influenței mediului înconjurător asupra lor.

2.1. Erori datorită construcției latei de bază

Măsurarea corectă a distanțelor cu ajutorul latei de bază cere ca aceasta să îndeplinească anumite condiții: etalonarea să fie făcută corect, marca de mijloc să se găsească la jumătatea distanței dintre cele două mărci de capete și excentricitatea colimatorului folosit pentru perpendicularizarea latei de bază să nu depășească anumite valori.

2.1.1. *Eroarea de etalonare*

Lata de bază trebuie să îndeplinească condiția ca distanța dintre cele două mărci de capete să nu fie eronată. Să presupunem că lungimea b este eronată cu cantitatea Δb, în acest caz distanța va fi:

$$D=\frac{b'}{2}\operatorname{cotg}\frac{\gamma}{2}=\left(\frac{b\pm\Delta b}{2}\right)\operatorname{cotg}\frac{\gamma}{2}$$

unde: $\frac{b}{2}\operatorname{cotg}\frac{\gamma}{2}=D'=$distanța eronată, pentru mira orizontală de 2 m, $D'=\operatorname{cotg}\frac{\gamma}{2}$.

Valoarea distanței corecte este dată de relația: $D=D'\pm\frac{1}{2}\Delta bD'$. Dacă printr-o reetalonare se determină valoarea lui Δb mira poate fi folosită făcînd la fiecare distanță măsurată corecția

$$C=\pm\frac{1}{2}\Delta bD'.$$

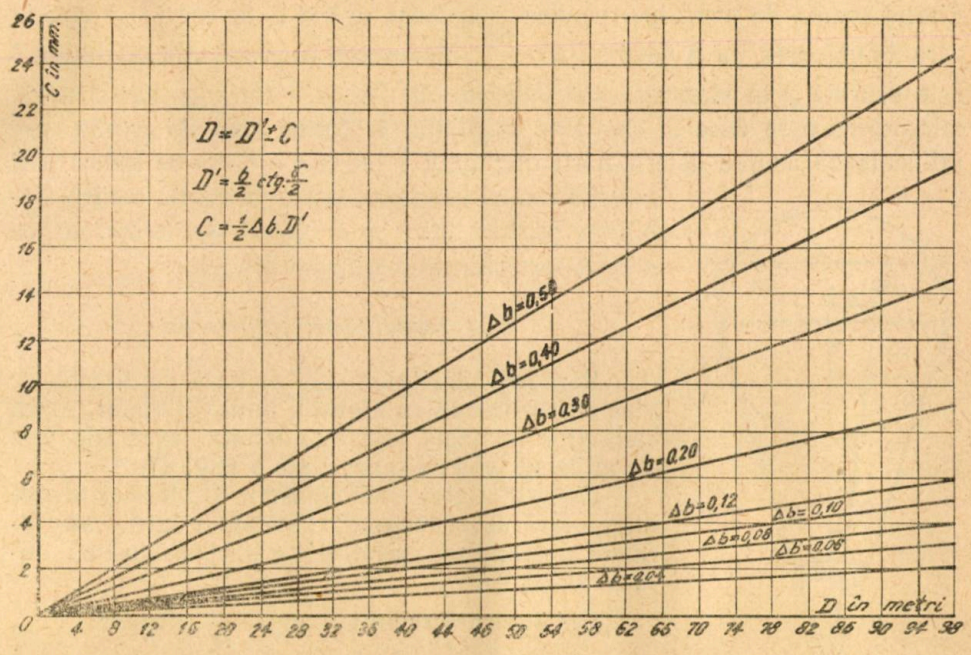


Fig. 2. Corecția distanțelor datorită erorii de etalon.

Pentru determinarea corecției poate fi folosită diagrama din fig. 2. In cazul unei late la care eroarea de etalonare nu se găsește în diagramă poate fi ușor construită de orice operator topograf. In formula care dă corecția, distanța D' nu este necesar de a fi introdusă cu o precizie mai mare de 1—2 m.

2.1.2. *Marca de mijloc nu se găsește la jumătatea latei de bază*

Lata de bază este prevăzută cu o marcă și la mijloc (fig. 1), dîndu-i posibilitatea acesteia de a fi folosită numai jumătate pentru măsurători. Datorită construcției s-ar putea ca marca de mijloc să nu fie chiar la jumătatea distanței dintre mărcile de capete.

Să considerăm că marca de mijloc este decalata față de mijlocul latei de bază cu cîtimea Δ, la care corespunde unghiul δ (fig. 3).

Această deplasare a mărcii poate fi identificată prin reetalonarea latei de bază, sau chiar prin verificare în tere cu ajutorul aparatului.

Din fig. 3 observăm că : $2\delta = \gamma_2 - \gamma_1$, rezultînd un

$$\Delta = D \operatorname{tg} \delta,$$

unde $D = \frac{b}{2} \operatorname{cotg} \frac{\gamma}{2}$, iar unghiul δ este un unghi mic, în general deplasarea mărcii de mijloc în comparație cu distanța mira-aparat este foarte mică.

Ținînd seamă de acest lucru putem considera $\operatorname{tg}\delta \cong \delta$, în acest caz relația care dă valoarea lui Δ devine : $\Delta = \frac{D\delta}{\rho}$. Măsurarea în practică a unghiului δ este ușurată prin alegerea unei distanțe cît mai mici între aparat și miră, micșorarea care duce la creșterea unghiului δ. Ținînd cont de erorile care influențează asupra determinării unghiului δ metoda arătată se indică a fi folosită numai pentru constatarea erorii, pentru stabilirea poziției corecte a mărcii de mijloc se va adresa servicilor de verificare a latelor.

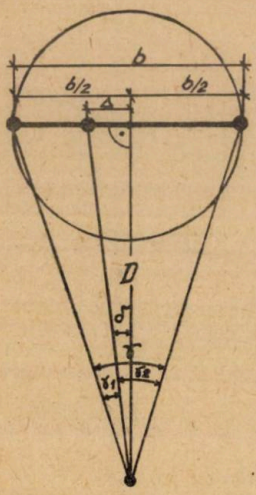


Fig. 3. Eroarea de nesimetrie mărcii mijlocii.

2.1.3. *Excentricitatea colimatorului*

Perpendicularitatea latei de bază pe direcția de viză se realizează cu ajutorul unui colimator. Acest colimator la unele late este montat excentric față de mijlocul latei cu o cantitate e (fig. 4).

Excentricitatea colimatorului produce o eroare unghiulară de neperpendicularitate a latei, care influențează unghiul paralactic γ micșorîndu-l cu cîtimea $\Delta\gamma = \gamma - \gamma'$.

Din figura 3 rezultă : $\sin\beta = \frac{e}{D}$, în care

$$D = \frac{b}{2}\ \operatorname{ctg}\frac{\gamma}{2}.$$

Eroarea de excentricitate a colimatorului se traduce ca o eroare comisă asupra unghiului γ. Eroarea comisă asupra unghiului γ prin așezare excentrică a colimatorului, antrenează după sine o eroare asupra distanței D, dată de relația

$$dD = \frac{b}{2} - \frac{\frac{1}{2}d\gamma}{\sin^2\frac{\gamma}{2}}.$$

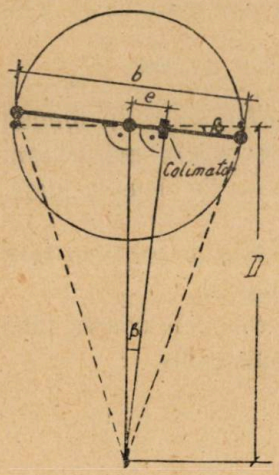


Fig. 4. Eroarea de excentricitatea colimatorului.

Ținînd seama de faptul că relația care dă distanța poate fi scrisă sub forma : $\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} = \frac{b}{2D}$ și în același timp avînd în vedere faptul că unghiul γ este mic ca valoare, se poate admite că : $\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2} = \sin\frac{\gamma}{2} = \frac{b}{2D}$.

În acest caz eroarea comisă asupra distanței se poate scrie sub forma : $dD = \frac{b}{2}\frac{\frac{1}{2}d\gamma}{\frac{b^2}{4D^2}}$, trecînd la diferențe finite putem scrie că : $\Delta D = -\frac{D^2}{b}\Delta\gamma$.

Această relație dă eroare comisă asupra distanței D în funcție de distanță, de lungimea latei de bază și de $\Delta\gamma$. Diferența $\Delta\gamma$ poate fi exprimată în funcție de valorile lui γ și γ', date de relațiile :

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{1}{\frac{D}{b} - \frac{b}{4D}} \quad \text{și} \quad \operatorname{tg}\gamma' = \frac{\cos\beta}{\frac{D}{b} - \frac{b}{4D}}$$

rezultate din figura 9.

Ținînd seama de valorile mici ale unghiurilor γ și γ', acestea pot să fie egalate cu însăși tangenta, iar termenul $\frac{b}{4D}$ în comparație cu $\frac{D}{b}$ este foarte mic și poate fi neglijat.

Avînd în vedere aceste aproximări valoarea lui $\Delta\gamma$ devine :

$$\Delta\gamma = \frac{2\sin^2\frac{\beta}{2}}{\frac{D}{b}}$$

unghiul β de rotire al latei fiind mic se poate confunda cu sinusul lui și relația devine : $\Delta\gamma = \frac{b}{2D}\beta^2$. Dacă în relația care dă eroarea comisă asupra distanței înlocuim valoarea lui găsită mai sus acesta devine : $\Delta D = -\frac{D\beta^2}{2}$ unde $\beta \cong \frac{D}{e}$. In acest caz relația care dă corecția asupra distanței în funcție de excentricitatea colimatorului este : $\Delta D = \frac{e^2}{2D}$ în care : ΔD — corecția în mm pe care trebuie să o aducem distanței D măsurată ; D — distanța în mm ; e=excentricitatea colimatorului în mm, corecția care trebuie să o aducem distanței D datorită excentricității colimatorului este mică ca valoare și poate fi neglijată în practică.

2.2. Erori datorită folosirii latei de bază

Punerea în mod incorect a latei de bază în stație atrage după sine erori asupra distanței măsurate, aceste erori sînt cauzate de :

— verticala punctului în care staționăm nu se găsește în planul vertical, care conține mărcile de viză și nu trece prin mijlocul latei de măsurat ;

— lata de măsurat nu este perfect orizontală ;

— planul vertical în care se găsesc mărcile de viză nu este perpendicular pe direcția de măsurat.

Constatarea și eliminarea acestor erori este arătată în cele ce urmează :

2.2.1. *Eroarea de centrare*

La punerea în stație a latetei de bază ne folosim de aceleași dispozitive ca și în cazul teodolitului și anume de firul cu plumb sau de dispozitivul de centrare optică. Folosirea corectă a acestora, chiar și în condiții de mediu nefavorabile nu vor da erori de excentricitate mai mari de $e_{max} \leqslant 5$ mm. Influența acestei erori asupra distanței măsurate rezultă din fig. 5.

Eroarea comisă asupra distanței măsurate este : $\Delta D = D - D'$ unde $D = D' \cos\omega + e\cos\psi$ din figura 4 putem scrie : $\frac{e}{\sin\omega} = \frac{D'}{\sin\psi}$ deoarece unghiul ω este mic funcția $\cos\omega$ o descompunem :

$$\cos\omega = 1 - \frac{\omega^2}{2} - \cdots$$

și considerăm numai primii doi termeni, în care $\omega = \frac{e\sin\psi}{D'}$. În acest caz relația care dă valoarea lui D devine :

$$D = D'\left(1 - \frac{e^2}{D'^2}\sin^2\psi\right) + e\cos\psi$$

de unde : $D = e\cos\psi - \frac{e^2}{D'}\sin^2\psi$ în cazul $\psi = 0$ sau $\psi = 180°$ rezultă $D = \pm e$.

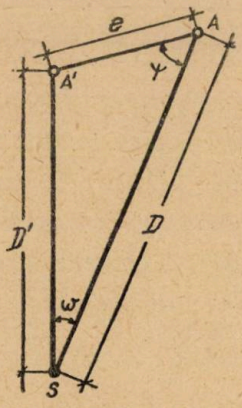


Fig. 5. Eroarea de centrarea latei.

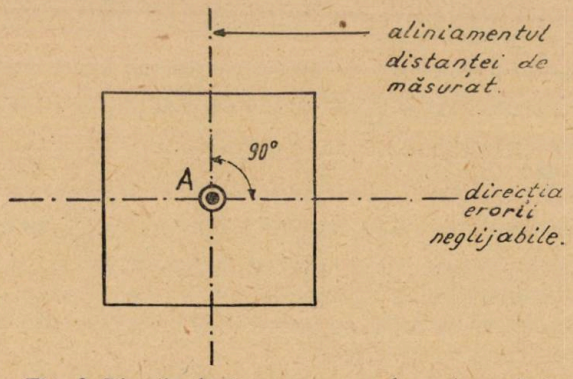


Fig. 6. Direcția după care eroarea de centrare devine minimă.

În acest caz eroarea comisă asupra distanței măsurate devine egală cu eroarea de punere în stație.

Dacă în relația care dă eroare comisă asupra distanței introducem : $\psi = 90°$ sau $\psi = 270°$ rezultă $D = -\frac{e^2}{D'}$, eroare comisă asupra distanței măsurate în comparație cu primul caz este neglijabilă.

Din cele de mai sus rezultă că trebuie avut grije ca planul vertical care conține mărcile de viză să conțină în el neapărat verticala punctului în care staționăm cu lata de bază. În figura 6 se arată direcția după care eroarea comisă asupra distanței măsurate devine minimă, eroare care are un maxim după aliniamentul distanței de măsurat.

2.2.2. Eroarea de neorizontalitate a latei de bază

Pentru orizontalizare, lata de bază este prevăzută cu o nivelă sferică, cu o sensibilitate medie de 2 mm/8′. Neorizontalitatea latei poate proveni din cauza nepunerii în coincidență a bulei nivelei sau din cauza dereglării acesteia.

Dacă mira face față de poziția orizontală un unghi α (fig. 7), în acest caz valoarea corectă a distanței va fi :

$$D = \frac{b}{2} \cos\alpha \operatorname{cotg} \frac{\gamma'}{2}$$

valoarea eronată a distanței : $D' = \frac{b}{2} \operatorname{cotg} \frac{\gamma'}{2}$.

Unghiul de înclinare a mirei în general este mic, în acest caz : $\cos\alpha = 1 - \frac{\alpha^2}{2}$ .... ținînd seama de acesta, valoarea care dă distanța corectată va fi : $D = D'\left(1 - \frac{\alpha^2}{2}\right)$, sau

$$\Delta D = D - D' = -D' \cdot \frac{\alpha^2}{2}$$

care este eroarea comisă asupra distanței măsurate, mira nefiind orizontală.

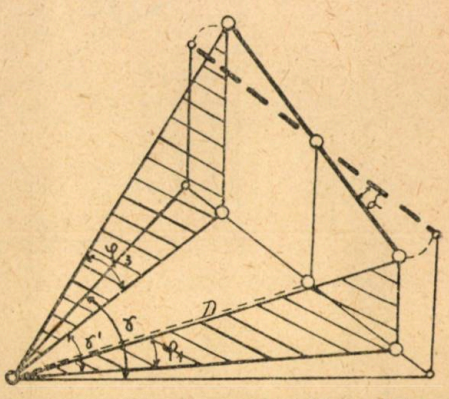


Fig. 7. Eroarea de neorizontalitatea latei.

Unghiul α se datorește nepunerii între repere a bulei nivelei sferice, a cărui valoare este $\alpha = \frac{K}{R}$, în care : K = deplasarea bulei și R = raza de curbură a nivelei, în acest caz eroare comisă are forma : $\Delta D = -D' \frac{K^2}{2R^2}$ constatăm că această eroare este direct proporțională cu distanța ce avem de măsurat și invers proporțională cu sensibilitatea nivelei, lucru care ar duce la concluzia ca să folosim nivele cît mai sensibile, ceea ce nu este necesar în practică. Pentru a ilustra acest lucru să admitem că : $D' = 100$ m, $R = 0{,}80$ m (nivelă de sensibilitate mică) și că asupra distanței ce avem de măsurat să avem $\Delta D \leqslant 0{,}5$ mm, în acest caz rezultă o deplasare pentru bula de : $K = \sqrt{\frac{2 \times 64 \times 0{,}5 \times 10^4}{10^5}} = 2{,}5$ mm. Această deplasare de 2,5 mm poate fi constatat foarte ușor cu ochiul liber, din această cauză nu este necesar ca latele să fie prevăzute cu nivele mai sensibile, așa cum arată la prima aparență formula noastră.

Neorizontalitatea mirei poate fi constatată și cu ajutorul aparatului prin măsurare unghiurilor verticale la cele două mărci de capete.

Din figura 8 rezultă : $D \operatorname{tg}\varphi_3 = h + b \sin\alpha$ și $d \operatorname{tg}\varphi_1 = h$, de unde : $D(\operatorname{tg}\varphi_3 - \operatorname{tg}\varphi_1) = b \sin\alpha$, în care relație

$$D = \frac{b}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cos\alpha$$

ținînd seama de valoarea lui D relația care dă pe α va fi

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} (\operatorname{tg}\varphi_3 - \operatorname{tg}\varphi_1).$$

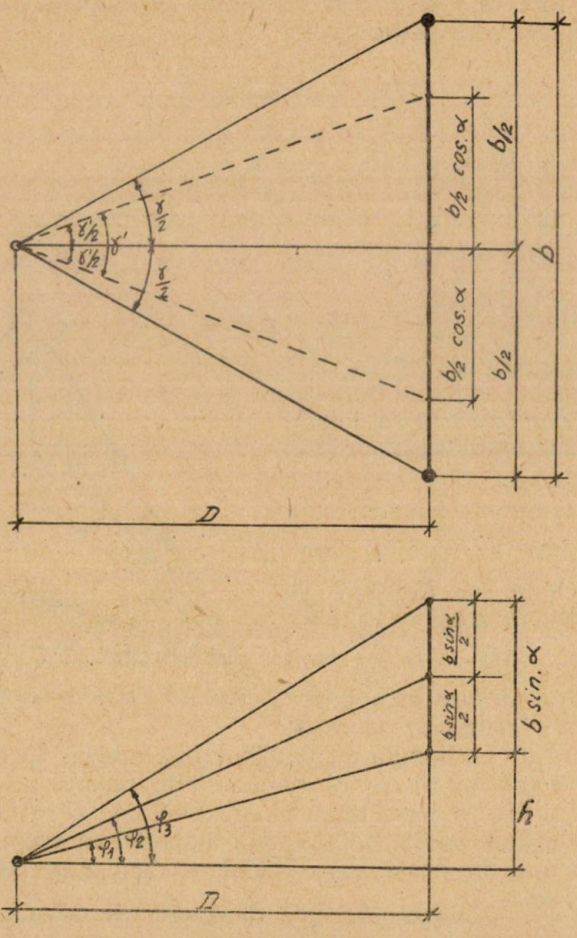


Fig. 8. Eroarea de neorizontalitate — constatarea ei cu teodolitul.

Această metodă ne dă posibilitatea de a vedea dacă nivela sferică, care este montată pe lata de bază este rectificată sau nu.

2.2.3. *Eroare de neperpendicularitate a latei*

Neperpendicularitatea latei de bază pe direcția de măsurat, influențează asupra distanței măsurate. Punerea perpendiculară a mirei pe direcția de măsurat se face cu ajutorul colimatorului, dar această nu se poate face atît de precis așa cum se face orizontalizarea latei.

Considerînd că lata de bază nu este perpendiculară pe direcție de măsurat, în această situație face cu poziția corectă a ei un unghi β figura 9.

Lata de bază nefiind perpendiculară pe axa de viză, în locul unghiului paralactic γ se va masura un unghi γ'. Din figura 9 rezultă că :

$$\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}=\frac{b}{2D} \quad \text{sau} \quad \operatorname{tg}\gamma=\frac{1}{\frac{D}{b}-\frac{b}{4D}}.$$

Dînd viză la cele trei mărci se va măsura unghiurile γ_1 și γ_2 rezultînd :

$$\gamma'=\gamma_1+\gamma_2 \text{ unde : } \operatorname{tg}\gamma_1=\frac{\frac{b}{2}\cos\beta}{D-\frac{b}{2}\sin\beta} \text{ și } \operatorname{tg}\gamma_2=\frac{\frac{b}{2}\cos\beta}{D+\frac{b}{2}\sin\beta} \text{ rezultă :}$$

$$\operatorname{tg}\gamma'=\operatorname{tg}(\gamma_1-\gamma_2)\quad\frac{\cos\beta}{\frac{D}{b}-\frac{b}{4D}}$$

și ținînd seama de valoarea lui $\operatorname{tg}\gamma$ obținem $\operatorname{tg}\gamma'=\operatorname{tg}\gamma\cos\beta$.

Din această relație poate fi scoasă valoarea unghiului paralactic real : $\operatorname{tg}\gamma=\frac{\operatorname{tg}\gamma'}{\cos\beta}$ ceea ce înseamnă că eroarea de neperpendicularitate poate fi determinată dacă se cunoaște valoarea unghiului β.

Pentru determinarea unghiului β în funcție de elementele măsurabile din figura 9 rezultă :

$$\operatorname{cotg}\gamma_1\cos\beta+\sin\beta=\frac{2D}{b}$$

și

$$\operatorname{cotg}\gamma_1\cos\beta+\sin\beta=\frac{2D}{b}$$

de unde : $\operatorname{tg}\beta=\frac{\operatorname{cotg}\gamma_2-\operatorname{cotg}\gamma_1}{2}$.

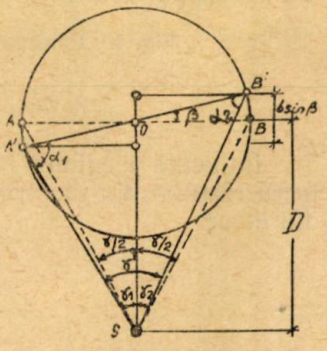


Fig. 9. Eroarea de neperpendicularitatea latei.

Această relație ne permite să determinăm mărimea unghiului β în funcție de unghiurile măsurate γ_1 și γ_2.

Eroare de neperpendicularitate se traduce prin o influență asupra unghiurilor γ_1 și γ_2, manifestîndu-se prin aceia că cu cît diferența dintre cele două unghiuri este mai mare cu atît și neperpendicularitatea va fi mai mare.

Din diagrama din figura 10 rezultă eroarea comisă asupra distanței măsurate în funcție de diferența dintre cele două unghiuri γ_1 și γ_2. Analizînd diagrama rezultă că valori foarte mici de rotire a latei de bază au o influență mare asupra distanțelor mari, iar rotiri mari în cazul distanțelor scurte se traduc prin erori foarte mici asupra acestora.

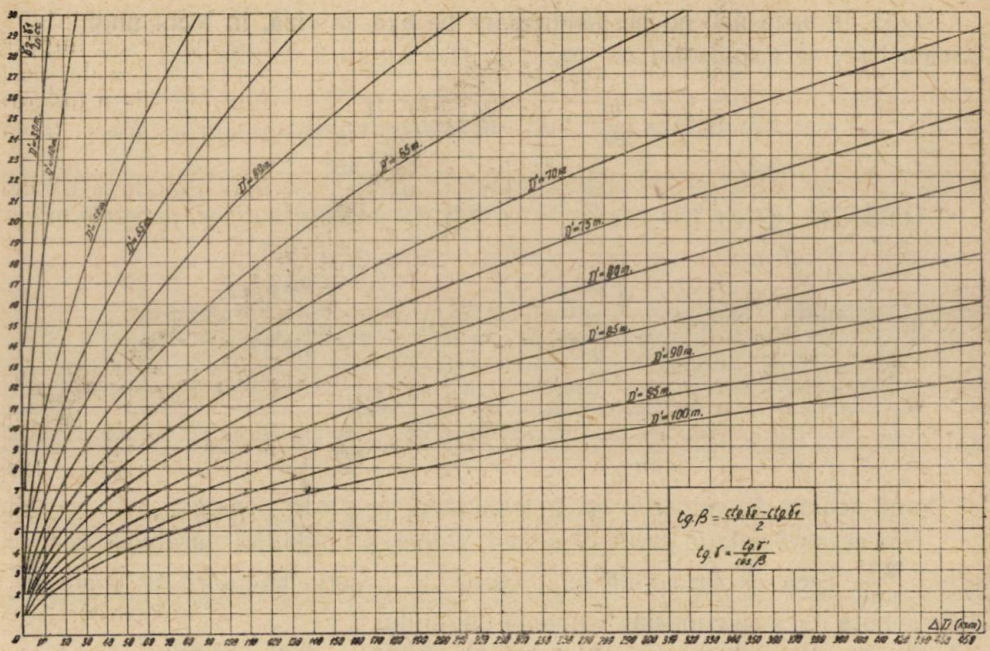


Fig. 10. Corecția distanțelor datorită neperpendicularității latei.

2.3. Erori datorită influenței mediului înconjurător

Influența mediului înconjurător asupra latei de bază este neglijabilă, lucru rezultat din lucrările practice, efectuate cu lata de bază confecționată din invar.

3. CONCLUZII

În lucrarea de față pe baza studiilor făcute asupra latei de bază, autorii au stabilit o serie de relații din care să rezulte influența erorilor latelor de bază asupra distanțelor măsurate cu acestea.

Din relațiile deduse se desprinde că în general erorile pe care le comitem asupra distanțelor măsurate sînt mici ca valoare putînd fi neglijabile în unele cazuri, iar atunci cînd este necesar să se facă corecții, acestea se pot cu ușurință calcula sau scoate din diagrame.

În același timp rezultă că pentru folosirea latelor nu este nevoie de un personal cu o calificare deosebită, așezarea acestora în punctele de stație putînd fi făcută de către ajutorul operatorului topograf.

Avînd în vedere pe lîngă erorile datorită latei de bază, și erorile comise asupra unghiului paralactic prin folosirea teodolitului cît și datorită distanței dintre miră și aparat, precizia la care ne putem aștepta este de

1 : 10 000, valoare ce a fost dedusă din măsurători practice. Din cele de mai sus se desprinde că metoda aceasta de măsurare a distanțelor se impune prin precizia mare cu care se pot determina distanțele prin viteza de lucru în termen (cca. 2 km/8 ore) și prin aceia că ne dă posibilitatea de a măsura mai comod distanțele pe raza centrelor populate, terenurile acoperite cu culturi cît și în cele greu accesibile.

Toate cele arătate impun metoda din punct de vedere practic și ne duc la concluzia că este necesar o folosire mai intensă a latei de bază la măsurarea distanțelor în lucrările topografice din țara noastră.

BIBLIOGRAFIE

1. G. Bahnert, Zur Streckenberechnung bei Distanzmessungen mit der Basislatte, Vermessungstechnik 2-1962.
2. G. Hüther, Fehlereinflüsse bei optischer Distanzmessung, ihre Auswirkung und Eliminierung, VEB CARL ZEISS Jena-Nachrichten 5/8.-1956.
3. G. Hüther, Messverfahren mit der Basislatte „Balla 2 m", VEB Carl Zeiss Jena-Nachrichten 5/8-1956.
4. S. N. Veselovski, Gorodskaia parallakticeskaia poligonometria, Geodezia i kartografia 2-1958.

К ВОПРОСУ ОБ ИЗМЕРЕНИИ РЕЙКОЙ С МАРКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

На основе исследовании над рейкой с марками, установлены отношения о влиянии погрешностей реек о марками на расстояния, измеренные ими. Вообще устанавливается, что погрешности малы по значению в большинстве случаев и можно пренебрегать ими или установить их величину делая соответствующие поправки над измеренным расстоянием.

CONSIDÉRATIONS SUR LA MESURE DES DISTANCES AVEC „STADIA BALA"

(RÉSUMÉ)

En ce qui concerne les études faites sur „Stadia Bala" on a établi les relations dont résulte l'influence des erreurs des „Stadia Bala" sur les distances mesurées avec celles-ci.

Généralement, on constate que les erreurs sont petites comme valeurs, qui dans la majorité des cas peuvent — être négligées, ou qu'elles soient établies comme grandeur, en faisant les corrections correspondantes sur la distance mesurée.

STUDIUL UNEI IMBINĂRI PRIN SUPRAPUNERE, EXECUTATĂ CU O CUSĂTURĂ DE SUDURĂ UNILATERALĂ, SOLICITATĂ LA ÎNTINDERE *

DE

D. MATEESCU, L. GĂDEANU, ELENA SCHUCH, GH. MERCEA

1. INTRODUCERE

În lucrarea [1] a fost dată soluția teoretică și verificarea experimentală, fotoelastică, pentru o îmbinare prin suprapunere executată cu o cusătură unilaterală, solicitată la încovoiere pură. Rezultatele obținute sînt extinse, în prezenta lucrare și pentru cazul unei solicitări de întindere, cu luarea în considerare a excentricității.

2. STUDIUL TEORETIC

Considerînd cusătura ca o placă triunghiulară (fig. 1), supusă unei stări de tensiune plană, încărcată pe marginea $\varphi=\beta$ cu o sarcină normală, a cărei repartizare este determinată prin cele două valori σ corespunzătoare nivelelor $r=0$ și $r=k$ și prin condiții de echilibru și un efort tangențial uniform repartizat pe înălțimea cusăturii (fig. 2) funcția de tensiune, corespunzătoare acestui caz de solicitare, stabilită de noi, este :

$$F=\frac{r^{2+a}}{k^a}(\sigma_1+\sigma_2)(C_1\cos\varphi+C_2\sin\varphi+C_3\cos 3\varphi+C_4\sin 3\varphi).$$

$$-\frac{\sigma_2 r^2}{4}\left(1+\frac{\sin 2\varphi-2\varphi\cos 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right)-\frac{\tau_0 r^2}{4}\left(\frac{\cos 2\varphi-\cos 2\beta}{\sin 2\beta}+\frac{2\beta\sin 2\varphi-2\varphi\sin 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right). \quad (1)$$

În această funcțiune Airy primul termen acoperă efectul încărcării, cu eforturi de întindere pe marginea $\varphi=\beta$, cu valorile $p=0$ în punctul $r=0$ și $p=\sigma_1+\sigma_2$ în punctul $r=k$, (fig. 2, a), termenul al doilea acoperă efectul încărcării, cu eforturi de compresiune uniform repartizate, $p=-\sigma_2$, pe

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

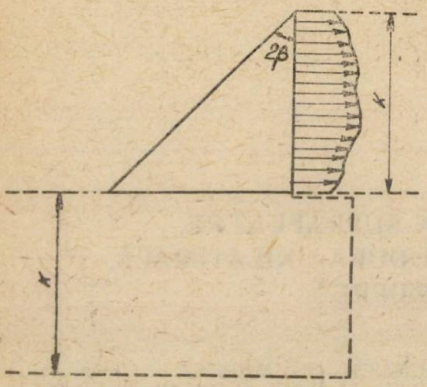


Fig. 1. Diagrama de încărcare.

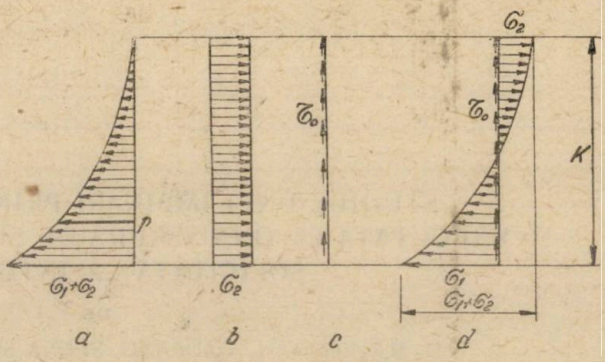


Fig. 2. Diagrama de încărcare.

marginea $\varphi=\beta$, (fig. 2, *b*), iar termenul al treilea acoperă efectul încărcării, cu eforturi tangențiale τ_0, considerate uniform repartizate (fig. 2, *c*).

Eforturile unitare într-un punct oarecare al cusăturii, de coordonate r și φ rezultă :

$$\sigma_r=\frac{r^\alpha}{k^\alpha}(\sigma_1+\sigma_2)[(\alpha+1)C_1\cos\varphi+(\alpha+1)C_2\sin\varphi+(\alpha-7)C_3\cos 3\varphi+$$
$$+(\alpha-7)C_4\sin 3\varphi]$$
$$-\frac{\sigma_2}{2}\left(1-\frac{\sin 2\varphi+2\varphi\cos 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right)+\frac{\tau_0}{2}\left(\frac{\cos 2\beta+\cos 2\varphi}{\sin 2\beta}+\frac{2\beta\sin 2\varphi+2\varphi\sin 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right) \quad (2)$$

$$\sigma_\varphi=\frac{(\alpha+1)(\alpha+2)r^\alpha}{k^\alpha}(\sigma_1+\sigma_2)(C_1\cos\varphi+C_2\sin\varphi+C_3\cos 3\varphi+C_4\sin 3\varphi)$$
$$-\frac{\sigma_2}{2}\left(1+\frac{\sin 2\varphi-2\varphi\cos 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right)+\frac{\tau_0}{2}\left(\frac{\cos 2\beta-\cos 2\varphi}{\sin 2\beta}-\frac{2\beta\sin 2\varphi-2\varphi\sin 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right) \quad (3)$$

$$\tau_{r\varphi}=\frac{(\alpha+1)\cdot r^\alpha}{k^\alpha}(\sigma_1+\sigma_2)(C_1\sin\varphi-C_2\cos\varphi+3C_3\sin 3\varphi-3C_4\cos 3\varphi)$$
$$+\frac{\sigma_2}{2}\frac{\cos 2\varphi-\cos 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}-\frac{\tau_0}{2}\left(\frac{\sin 2\varphi}{\sin 2\beta}+\frac{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\varphi}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}\right) \quad (4)$$

Valorile celor 4 constante se obțin din cele 4 condiții, care pot fi scrise pentru cele două margini ale plăcii :

pentru $\varphi=\beta$; avem : $\sigma_\varphi=\frac{r^\alpha}{k^\alpha}(\sigma_1+\sigma_2)-\sigma_2$

și $\tau_{r\varphi}=-\tau_0$ (5)

pentru $\varphi=-\beta$; avem : $\sigma_\varphi=0$

și $\tau_{r\varphi}=0$

rezultă :

$$C_1=\frac{3\sin 3\beta}{16(\alpha+1)(\alpha+2)\sin\beta\cdot\cos^3\beta};\quad C_2=-\frac{3\cos 3\beta}{16(\alpha+1)(\alpha+2)\sin^3\beta\cos\beta}$$

$$C_3=-\frac{1}{16(\alpha+1)(\alpha+2)\cos^3\beta};\quad C_4=\frac{1}{16(\alpha+1)(\alpha+2)\cdot\sin^3\beta} \tag{6}$$

Valoarea exponentului α va fi determinată, din condiția ca diagrama încărcării pe marginea $\varphi=\beta$ să respecte condiția de echilibru, scrisă pentru această secțiune.

Însemnînd cu σ_0 efortul unitar de întindere, din piesa cu lățime unitară, și grosimea egală cu k,

$$\sigma_0=\frac{N}{1\cdot k}; \tag{7}$$

vom putea scrie condiția :

$$\int_0^k p\,dr-\sigma_2 k=\sigma_0 k$$

unde

$$p=p_0\cdot r^\alpha \qquad \text{pentru} \qquad r=k;\ p=\sigma_1+\sigma_2;\ \sigma_1+\sigma_2=p_0k^\alpha.$$

deci

$$p_0=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{k^\alpha}\quad p=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{k^\alpha}r^\alpha.$$

Integrînd vom obține :

$$\int_0^k\frac{\sigma_1+\sigma_2}{k^\alpha}r^\alpha dr=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{(\alpha+1)k^\alpha}k^{\alpha+1}=\frac{\sigma_1+\sigma_2}{\alpha+1}k.$$

Din relația de sus avem :

$$\alpha=\frac{\sigma_1-\sigma_0}{\sigma_0+\sigma_2}. \tag{8}$$

2.1. Cusătura de colț cu cateta k egală cu grosimea tablei și unghiul $2\beta=45°$

Din cercetarea experimentală fotoelastică, a epruvetei cu dimensiunile și încărcările arătate în fig. 3, rezultă tablourile izocromaticelor arătate în fig. 4.

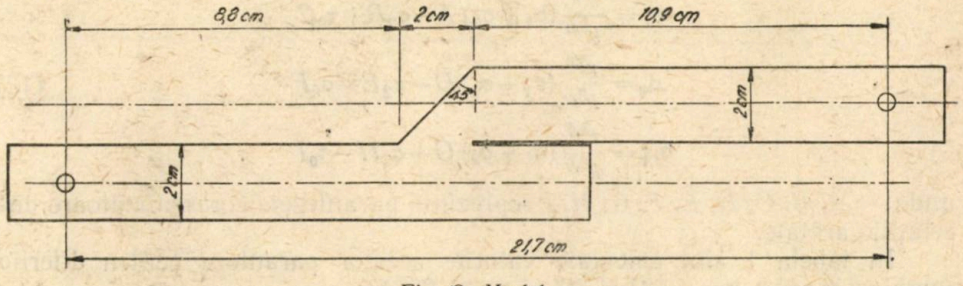


Fig. 3. Model.

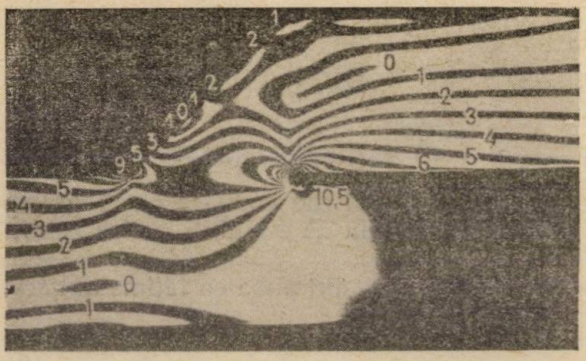


Fig. 4. Tabloul izocromaticelor.

Cu valoarea benzii materialului de 20 kg/cm², determinată pe epruvete cu aceiași grosime ca și modelul, din numărul de ordine al izocromaticelor rezultă direct valoarea încărcării, în cele două puncte $r=0$ și $r=k$ pe muchia plăcii $\varphi=\beta$.

$\sigma_1 = 10{,}5 \times 20 = 210$ kg/cm²

$\sigma_2 = 0{,}5 \times 20 = 10$ kg/cm².

Introducînd în relația $\sigma_0 = \frac{N}{A}$ avem :

$$\sigma_0 = \frac{44}{0{,}5 \cdot 8 \cdot 2} = 38 \text{ kg/cm}^2$$

cu care rezultă :

$$\alpha = \frac{210-38}{38+10} = 3{,}6.$$

Aproximativ aceiași valoare s-a obținut și pentru alte încărcări ale epruvetei.

Cu această valoare pentru β și pentru $2\alpha = 45°$ rezultă :

$$\sigma_r = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)(0{,}10249\cos\varphi - 0{,}24743\sin\varphi + 0{,}01044\cos 3\varphi - \\ -0{,}14719\sin 3\varphi) - \sigma_2(0{,}50000 - 3{,}2949\sin 2\varphi - 2{,}3298\cdot 2\varphi) + \\ +\tau_0(0{,}5000 + 0{,}7071\cos 2\varphi + 2{,}5878\sin 2\varphi + 2{,}3298\cdot 2\varphi) \qquad (9)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)(0{,}5739\cos\varphi - 1{,}3856\sin\varphi - 0{,}0791\cos 3\varphi + \\ +1{,}1152\sin 3\varphi) - \sigma_2(0{,}5000 + 3{,}2949\sin 2\varphi - 2{,}3298\cdot 2\varphi) + \\ +\tau_0(0{,}5000 - 0{,}7071\cos 2\varphi - 2{,}5878\sin 2\varphi + 2{,}3298\cdot 2\varphi) \qquad (10)$$

$$\tau_{r\varphi} = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)(0{,}1025\sin\varphi + 0{,}2474\cos\varphi - 0{,}0424\sin 3\varphi - \\ -0{,}5974\cos 3\varphi) + \sigma_2(3{,}2949\cos 2\varphi - 2{,}3298) - \\ -\tau_0(0{,}7071\sin 2\varphi + 2{,}3298 - 2{,}5878\cos 2\varphi) \qquad (11)$$

Sub o formă prescurtată aceste relații devin :

$$\sigma_r = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)A - \sigma_2 B + \tau_0 C$$

$$\sigma_\varphi = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)D - \sigma_2 E + \sigma_0 F \qquad (12)$$

$$\sigma_{r\varphi} = \frac{r^{3,6}}{k^{3,6}}(\sigma_1+\sigma_2)G + \sigma_2 H - \tau_0 I$$

unde — $A, B, C, D, E, F, G, H, I$ reprezintă parantezele corespunzătoare din relațiile arătate.

In tabela 1 sînt calculate valorile acestor paranteze pentru diferite unghiuri φ între $\varphi = +22°$ și $30'$ și $\varphi = -22°30'$.

Tabela I

Calculul expresiilor $A; B; C; D; E; F; G; H; I$.

	22°·30′	20°	15°	10°	5°	0°	−5°	−10°	−15°	−20°	−22°·30′
$+0{,}1025 \cos \varphi$	+0,0941	+0,0963	+0,0990	+0,1009	+0,1021	+0,1025	+0,1021	+0,1009	+0,0990	+0,0963	+0,0941
$-0{,}2474 \sin \varphi$	−0,0941	−0,0846	−0,0640	−0,0429	−0,0216	0,0000	+0,0216	+0,0429	+0,0310	+0,0846	+0,0941
$+0{,}0104 \cos 3\varphi$	+0,0040	+0,0052	+0,0074	+0,0090	+0,0101	+0,0104	+0,0101	+0,0090	+0,0074	+0,0052	+0,0040
$-0{,}1472 \sin 3\varphi$	−0,1336	−0,1275	−0,1041	−0,0736	−0,0381	0,0000	+0,0381	+0,0736	+0,1041	+0,1275	+0,1336
$A = \Sigma\, Ai$	−0,1296	−0,1106	−0,0617	−0,0066	+0,0525	+0,1129	+0,1719	+0,2265	+0,2745	+0,3126	+0,3261
0,50000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000
$-3{,}2949 \sin 2\varphi$	−2,3298	−2,1179	−1,6475	−1,1269	−0,5721	0,0000	+0,5721	+1,1269	+1,6475	+2,1179	+2,3298
$-2{,}3298 \cdot 2\varphi$	−1,8299	−1,6275	−1,2199	−0,8133	−0,4066	0,0000	+0,4066	+0,8133	+1,2199	+1,6275	+1,8299
$B = \Sigma\, Bi$	−3,6597	−3,2444	−2,3674	−1,4402	−0,4787	0,5000	+1,4787	+2,4402	+3,3674	+4,2444	+4,6597
0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000
$+0{,}7071 \cos 2\varphi$	+0,5000	+0,5417	+0,6124	+0,6645	+0,6964	+0,7071	+0,6964	+0,6645	+0,6124	+0,5417	−0,5000
$+2{,}5878 \sin 2\varphi$	+1,8298	+1,6634	+1,2939	+0,8851	+0,4494	0,0000	−0,4494	−0,8851	−1,2939	−1,6634	−1,8298
$+2{,}3298 \cdot 2\varphi$	+1,8298	+1,6265	+1,2199	+0,8133	+0,4066	0,0000	−0,4066	−0,8133	−1,2199	−1,6265	−1,8298
$C = \Sigma\, Ci$	+4,6596	+4,3316	+3,6252	+2,8629	+2,0524	+1,2071	+0,3404	−0,5339	−1,4014	−2,2482	−2,6596
$0{,}5739 \cos \varphi$	+0,5302	+0,5393	+0,5543	+0,5652	+0,5717	+0,5739	+0,5717	+0,5652	+0,5543	+0,5393	+0,5302
$-1{,}3856 \sin \varphi$	−0,5302	−0,4739	−0,3586	−0,2406	−0,1208	0,0000	+0,1208	+0,2406	+0,3586	+0,4739	+0,5302
$-0{,}0791 \cos 3\varphi$	−0,0302	−0,0396	−0,0559	−0,0685	−0,0764	−0,0791	−0,0764	−0,0685	−0,0559	−0,0396	−0,0302
$+1{,}1152 \sin 3\varphi$	+1,0302	+0,9658	+0,7886	+0,5576	+0,2886	0,0000	−0,2886	−0,5576	−0,7886	−0,9658	−1,0302
$D = \Sigma Di$	+1,0000	+0,9916	+0,9284	+0,8137	+0,6631	+0,4948	+0,3275	+0,0797	+0,0684	+0,0078	0,0000
0,50000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000
$+3{,}2949 \sin 2\varphi$	+2,3298	+2,1179	+1,6475	+1,1269	+0,5721	0,0000	−0,5721	−1,1269	−1,6475	−2,1179	−2,3298
$-2{,}3298 \cdot 2\varphi$	−1,8298	−1,6265	−1,2199	−0,8133	−0,4066	0,0000	+0,4066	+0,8133	+1,2199	+1,6265	+1,8298
$E = \Sigma\, Ei$	1,0000	+0,9914	+0,9276	+0,8132	+0,6655	+0,5000	+0,3345	+0,1864	+0,0724	+0,0086	0,0000
0,50000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000	0,5000
$-0{,}7071 \cos 2\varphi$	−0,5000	−0,5417	−0,6124	−0,6645	−0,6964	−0,7071	−0,6964	−0,6645	−0,6124	−0,5417	−0,5000
$-2{,}5878 \sin 2\varphi$	−1,8298	−1,6634	−1,2939	−0,8851	−0,4494	0,0000	+0,4494	+0,8851	+1,2939	+1,6634	+1,8298
$+2{,}3298 \cdot 2\varphi$	+1,8298	+1,6265	+1,2199	+0,8133	+0,4066	+0,0000	−0,4066	−0,8133	−1,2199	−1,6265	−1,8298
$F = \Sigma\, Fi$	0,0000	−0,0786	−0,1864	+0,2363	+0,2392	−0,2071	−0,1536	−0,0929	−0,0384	+0,0048	0,0000
$0{,}1025 \sin \varphi$	+0,0392	+0,0351	+0,0265	+0,0178	+0,0089	+0,0000	−0,0089	−0,0178	−0,0265	−0,0351	−0,0392
$+0{,}2474 \cos \varphi$	+0,2286	+0,2325	+0,2390	+0,2436	+0,2465	+0,2474	+0,2465	+0,2436	+0,2390	+0,2325	+0,2286
$-0{,}0424 \sin 3\varphi$	−0,0392	−0,0367	−0,0300	−0,0212	−0,0110	0,0000	+0,0110	+0,0212	+0,0300	+0,0367	+0,0392
$-0{,}5974 \cos 3\varphi$	−0,2286	−0,2987	−0,4224	−0,5174	−0,5770	−0,5974	−0,5770	−0,5174	−0,4224	−0,2987	−0,2286
$G = \Sigma\, Gi$	0,0000	−0,0678	−0,1869	−0,2772	−0,3326	−0,3500	−0,3284	−0,2704	−0,1829	−0,0646	0,0000
$3{,}2949 \cos 2\varphi$	+2,3298	+2,5240	+2,8535	+3,0962	+3,2448	+3,2949	+3,2448	+3,0962	+2,8535	+2,5240	+2,3298
$-2{,}3298$	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298	−2,3298
$H = \Sigma\, Hi$	0,0000	+0,1942	+0,5237	+0,7664	+0,9150	+0,9651	+0,9150	+0,7664	+0,5237	+0,1942	+0,0000
$0{,}7071 \sin 2\varphi$	0,5000	+0,4545	+0,3535	+0,2418	+0,1228	0,0000	−0,1228	−0,2418	−0,3535	−0,4545	−0,5000
$+2{,}3298$	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3298	+2,3928	+2,3298
$-2{,}5878 \cos 2\varphi$	−1,8298	−1,9824	−2,2411	−2,4317	−2,5485	−2,5878	−2,5485	−2,4317	−2,2411	−1,9824	−1,8298
$I = \Sigma\, Ii$	+1,0000	+0,8019	+0,4422	+0,1399	+0,0959	−0,2580	−0,3415	−0,3437	−0,2648	−0,1071	0,0000

Tabela 2

Calculul lui σ_r; σ_φ; $\tau_{r\varphi}$

pentru $\frac{r}{k}=1$ și φ=variabil

	22°30′	20°	15°	10°	5°	0°	−5°	−10°	−15°	−20°	−22°30′
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
+220 *A*	+29,040	−24,325	−13,583	−1,450	+11,554	+24,845	+37,805	+49,837	+60,390	+68,779	+71,742
−10 *B*	+36,597	+32,445	+23,674	+14,402	+4,788	−5,000	−14,788	−24,788	−33,674	−42,445	−46,597
+3,62 *C*	+16,868	+15,680	+13,075	+10,363	+7,408	+4,369	+1,253	−1,932	−5,414	−8,138	−9,628
σ_r	+24,426	+23,800	+23,166	+23,315	+23,650	+24,214	+24,270	+23,501	+21,301	+18,194	+15,515
+220 *D*	+220,000	+218,130	+209,913	+179,026	+145,817	+108,867	+72,030	+39,500	+15,075	+1,757	0,000
−10 *E*	−10,000	−99,138	−9,275	−8,136	−6,655	−5,000	−3,344	−1,863	−0,724	−0,086	0,000
+3,62 *F*	0,000	−0,284	−0,674	−0,854	−0,865	−0,749	−0,556	−0,336	−0,138	−0,017	0,000
σ_φ	+210,000	+207,931	+199,963	+170,035	+138,296	+103,217	+68,128	+37,300	+14,212	+1,653	0,000
220 *G*	0,000	−14,907	−41,097	−61,965	−73,167	−76,992	−72,277	−59,475	−46,719	−14,198	0,000
10 *H*	0,000	+1,942	+5,236	+7,663	+9,130	+9,650	+9,130	+7,663	+5,236	+1,942	0,000
−3,62 *I*	−3,620	−2,903	−1,601	−0,506	+0,347	+0,933	+1,236	+1,244	+0,958	+0,387	0,000
$\tau_{r\varphi}$	−3,620	−15,868	−37,462	−54,808	−63,690	−66,408	−61,910	−50,567	−40,524	−11,778	0,000

În tabela 2 sînt calculate valorile celor 3 eforturi unitare, în secțiunea $r=k$, iar în diagramele din fig. 5 sînt arătate variațiile acestor eforturi unitare:

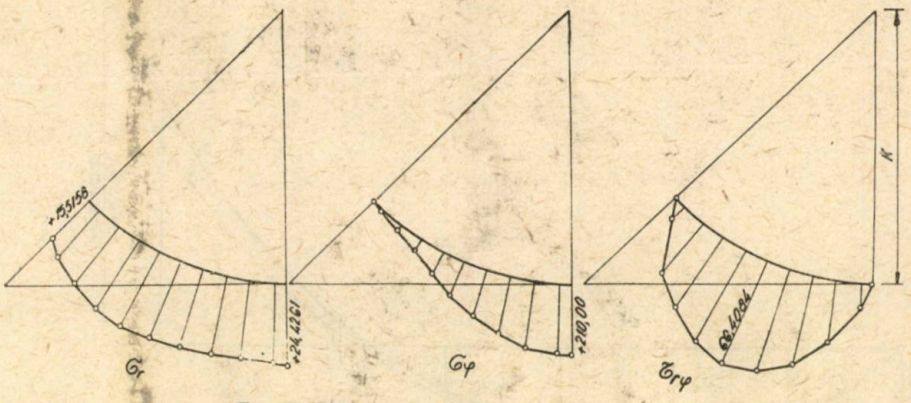


Fig. 5. Diagramele eforturilor unitare.

Verificarea calculului s-a făcut prin metoda fotoelastică, pe marginea $\varphi=-\beta$ pentru care în tabela 3 s-a calculat variația lui σ_r pentru diferite rapoarte $\frac{r}{k}$.

Tabela 3

Calculul lui σ_r

pentru $\varphi=-22°30'$ și $\frac{r}{k}$ = variabil

	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
0	1	2	3	4	5	6	7	8
$71{,}742\left(\frac{r}{k}\right)^a$	0,000	0,017	0,215	0,939	2,647	+5,911	11,335	+19,800
−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597
−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628
	−56,225	−56,208	−56,010	−55,286	−53,578	−50,314	−44,890	−36,425

	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
0	9	10	11	12	13	14	15
$71{,}742\left(\frac{r}{k}\right)^a$	31,996	49,071	71,742	101,127	134,214	182,224	240,622
−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597	−46,597
−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628	−9,628
	−24,229	−7,154	+15,517	+48,902	+81,989	+129,997	+188,397

In fig. 6 s-a reprezentat variația lui σ_r calculat analitic prin metoda descrisă, precum și variația măsurată pe cale fotoelastică pe model.

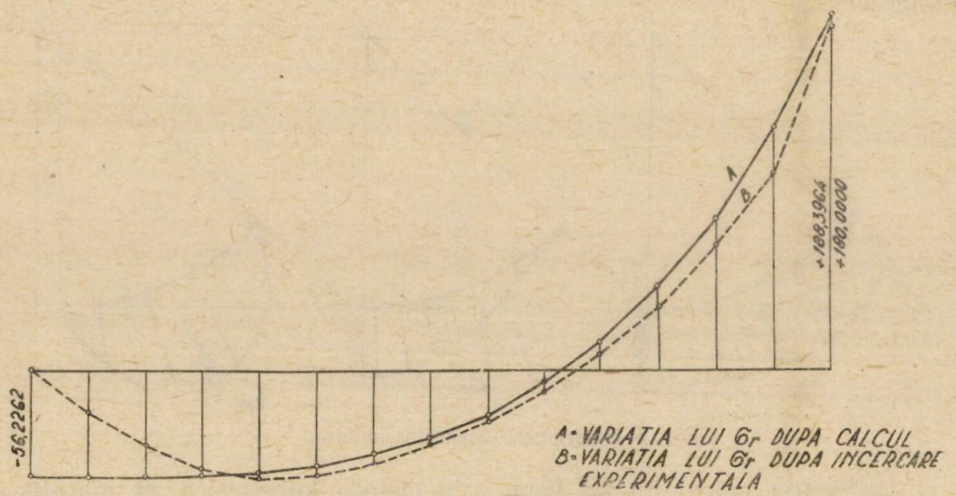


Fig. 6. Variația lui τ_r pe marginea $\varphi=-\beta$.

Din compararea rezultatelor celor două metode se observă că diferențele obținute sînt foarte mici, ceea ce dovedește că funcția Airy, a fost bine aleasă și că valorile obținute se apropie foarte mult de cele reale.

BIBLIOGRAFIE

1. D. Mateescu și L. Gădeanu, Studiul unei îmbinări prin suprapunere, executată cu o cusătură de sudură unilaterală, solicitată la încovoiere pură. Buletinul I.P. Iași, Tom. VIII (XII).
2. D. Mateescu, Egyoldali varrattal készült atlapolt illesztés vizsgálata. — Mélyépítéstudományi szemle. XIII Évfolyam 8. szám, 1963 Augusztus.

ИССЛЕДОВАНИЯ СОЕДИНЕНИЯ ВНАХЛЕСТКУ СО СВАРНЫМ ОДНОФЛАНГОВЫМ ШВОМ, ПОДВЕРЖЕННОМУ ЧИСТОМУ РАСТЯЖЕНИЮ

(РЕЗЮМЕ)

Для случае соединений со сварным однофланговым швом определяются функции напряжения, рассматривая шов как треугольную пластинку и учитывая распределение нагрузки по кромке шва близким к реальному.

Определяются аналитические выражения унитарных усилий и вычисляются величины этих усилий в возможных сечениях разрыва.

Теоретические результаты проверяются экспериментально, фотоэластически, и констатируется полное соответствие.

ÉTUDE D'UN JOINT PAR RECOUVREMENT RÉALISÉ PAR UNE SOUDURE UNILATÉRALE, SOUMIS A UN EFFORT DE TRACTION

(RÉSUMÉ)

Pour le cas d'un joint par recouvrement réalisé par une soudure unilatérale, on détermine la fonction de tension en considérant le joint comme une plaque triangulaire et la répartition de la charge sur la tranche du joint, proche de celle réelle.

On détermine les expressions analytiques des efforts unitaires et on calcule les valeurs de ces efforts dans la section probable de rupture du joint.

Les résultats théoriques ont été vérifiés par voie expérimentale, en utilisant les procédés de la photoélasticité, en résultant une bonne correspondance.

BARA DREAPTĂ CU SECȚIUNE VARIABILĂ COEFICIENȚI DE INFLUENȚĂ PENTRU DEPLASĂRI *

DE

I. MUNTEANU

Pentru calculul deplasărilor elastice, liniare și unghiulare, la o structură de rezistență, determinată sau nedeterminată static, se aplică în general formula cunoscută sub denumirea de „formula Maxwell-Mohr". Această formulă se deduce prin aplicarea principiului lucrului mecanic virtual corpurilor elastice sau pe baza principiului conservării energiei.

Formula este :

$$1 \cdot \Delta_{sj} = \sum \int_0^l m_{xs} M_{xj} \frac{dx}{EI_x} + \sum \int_0^l n_{xs} N_{xj} \frac{dx}{EA_x} + \sum \int_0^l \varkappa t_{xs} T_{xj} \frac{dx}{GA_x};$$

Pentru folosirea comodă și directă a acestei formule, se găsesc în diferite manuale de specialitate relații simple pentru tipurile curente de variații de eforturi (m, n, t) respectiv (M, N, T) și pentru secțiune constantă (I, A) pe lungimea (l) a barei.

Pe de altă parte este cunoscută și utilizată formula lui Vereșciaghin pentru rezolvarea acestor integrale în cazul barei drepte cu moment de inerție constant (I=ct) [8].

Pentru bara cu moment de inerție variabil, formula Maxwell-Mohr este prelucrată și pusă sub o formă mai comodă pentru un număr de cazuri de diagrame de momente m și M în [3].

În lucrarea de față se dau formule directe de lucru, necesare pentru calculul acestor deplasări în cazul barei drepte, simplu rezemate, diferit încărcată, deci cu diagrame de eforturi diferite, curent întîlnite în practica inginerească de construcții — pentru bara cu secțiune variabilă, respectiv pentru bara cu vute drepte și parabolice (în funcție de lungimea relativă a vutei, λ și de raportul momentelor de inerție, $n = I_0/I_r$). Formulele pot fi folosite direct de către proiectant.

1. Coeficienții de influență pentru deplasări, δ_{hh}, δ_{ih}, δ_{ii} sînt necesari pentru calculul deformațiilor structurilor, în general ; ei sînt calculați pentru bara simplu rezemată și vor fi utilizați în metoda eforturilor, atît într-un calcul static al structurilor cît și pentru un calcul dinamic precum și în metoda deplasărilor, în oricare variantă de rezolvare a sistemului de ecuații.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI sesiune științifică a cadrelor didactice I.P.T., din 16—17 mai 1964.

Pentru folosirea directă a acestor coeficienți de influență la rezolvarea structurilor static nedeterminate, se recomandă ca structura de bază pentru bara izolată din structură să fie grinda simplu rezemată. Rezultă deci că forțele de legătură suplimentare, ca necunoscute în metoda eforturilor, vor fi momentele încovoietoare, iar coeficienții δ_{ih} vor reprezenta rotiri.

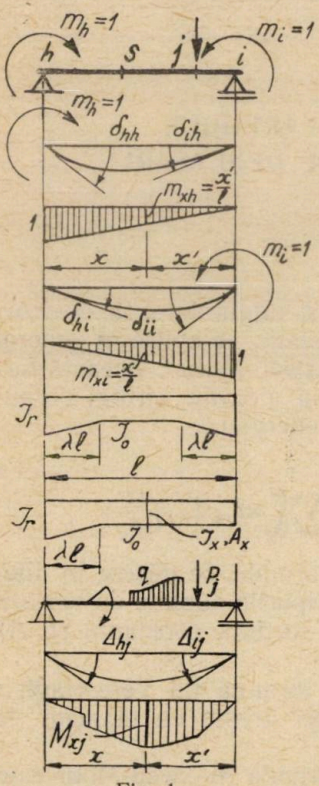


Fig. 1.

Rotirile la capetele grinzii simplu rezemate, din acțiunile unitare de moment încovoietor sînt:

$$\delta_{hh}=\int_0^l m_{xh}^2\frac{dx}{EI_x}=\frac{1}{l^2}\int_0^l\frac{x'^2}{EI_x}dx,$$

$$\delta_{ll}=\int_0^l m_{xl}^2\frac{dx}{EI_x}=\frac{1}{l^2}\int_0^l\frac{x^2}{EI_x}dx,$$

$$\delta_{lh}=\delta_{hl}=\int_0^l m_{xl}m_{xh}\frac{dx}{EI_x}=\frac{1}{l^2}\int_0^l\frac{xx'}{EI_x}dx.$$

Pentru bara dreaptă cu vută nesimetrică (fig. 1), se obține

$$\delta_{hh}=\frac{l}{EI_0}c_1,\quad \delta_{hl}=\delta_{lh}=\frac{l}{EI_0}c_3,\quad \delta_{ll}=\frac{l}{EI_0}c_2;$$

Pentru bara dreaptă cu vute simetrice (fig. 1) se obține

$$\delta_{hh}=\delta_{ll}=\frac{l}{EI_0}c_1,\quad \delta_{lh}=\delta_{hl}=\frac{l}{EI_0}c_2;$$

Rotirile pe reazeme din încărcarea propriu-zisă, considerînd numai influența momentului încovoietor, pentru grinda simplu rezemată în general (fig. 1) sînt:

$$\Delta_{lj}=\frac{1}{l}\int_0^l x\cdot M_{xj}\frac{dx}{EI_x},\quad \Delta_{hj}=\frac{1}{l}\int_0^l x'M_{xj}\frac{dx}{EI_x};$$

Pentru bara dreaptă cu vută nesimetrică sau cu vute simetrice, se obține:

— pentru diagrama M liniară,

$$\Delta_{lj}=\frac{l^2}{EI_0}k_2\cdot P,\quad \Delta_{hj}=\frac{l^2}{EI_0}k_1\cdot P,$$

— pentru diagrama M parabolică,

$$\Delta_{lj}=\frac{ql^3}{EI_0}k_2,\quad \Delta_{hj}=\frac{ql^3}{EI_0}k_1.$$

În cazul barei cu moment de inerție constant (I=ct) se obține:

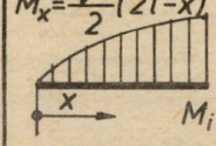
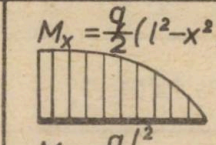
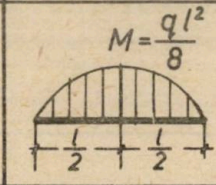
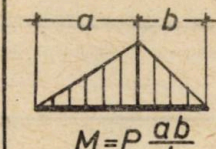
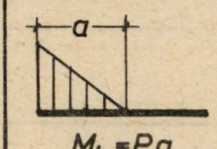
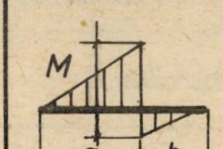
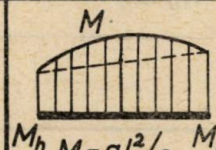
$$\delta_{hh}=\delta_{ll}=\frac{l}{3EI},\ \delta_{hl}=\delta_{lh}=\frac{l}{6EI},$$

$$\Delta_{hj}=\frac{k'}{EI},\quad \Delta_{lj}=\frac{k''}{EI};$$

Expresiile de calcul, pentru bara dreaptă se dau în următoarele două tabele.

Tabela 1

	m_h m_i	J	P q h i l $\Delta_{sj}=\int_0^l M_{xj}\, m_{xs}\, \frac{dx}{EJ_x}$
1	M_h M_i	$\neq$	$M_h m_h \delta_{hh} + M_i m_i \delta_{ii} + (M_h m_i + M_i m_h)\,\delta_{ih}$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\left[M_h(2m_h + m_i) + M_i(m_h + 2m_i)\right]$
2	$M_h = M_i$	$\neq$	$M_h\left[m_h \delta_{hh} + m_i \delta_{ii} + (m_h + m_i)\,\delta_{ih}\right]$
		$=$	$\frac{l}{2EJ} M_h (m_h + m_i)$
3	M_i	$\neq$	$M_i (m_i \delta_{ii} + m_h \delta_{ih})$
		$=$	$\frac{l}{6EJ} M_i (m_h + 2m_i)$
4	M_h	$\neq$	$M_h (m_h \delta_{hh} + m_i \delta_{ih})$
		$=$	$\frac{l}{6EJ} M_h (2m_h + m_i)$
5	$\lvert M_h\rvert > \lvert M_i\rvert$	$\neq$	$M_h m_h \delta_{hh} - M_i m_i \delta_{ii} + (M_h m_i - M_i m_h)\,\delta_{ih}$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\left[M_h(2m_h + m_i) - M_i(m_h + 2m_i)\right]$
6	$M_x = \frac{qx^2}{2}$ x M_i	$\neq$	$M_i (m_h \delta_{hi} + m_i \delta_{ii}) - m_h \Delta_{hj} - m_i \Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ} M_i (m_h + 3m_i)$
7	$M_x = \frac{q(l-x)^2}{2}$ $M_h = ql^2/2$	$\neq$	$M_h (m_h \delta_{hh} + m_i \delta_{hi}) - m_h \Delta_{hj} - m_i \Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ} M_h (3m_h + m_i)$

		J	
8		$\neq$	$M_i(m_h\delta_{hi}+m_i\delta_{ii})+m_h\Delta_{hj}+m_i\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}M_i(3m_h+5m_i)$
9		$\neq$	$M_h(m_h\delta_{hh}+m_i\delta_{hi})+m_h\Delta_{hj}+m_i\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}M_h(5m_h+3m_i)$
10		$\neq$	$m_h.\Delta_{hj}+m_i.\Delta_{ij}=M\frac{8l}{EJ_0}(m_h.k_1+m_i.k_2)$
		$=$	$M\frac{l}{3EJ}(m_h+m_i)$
11		$\neq$	$m_h.\Delta_{hj}+m_i.\Delta_{ij}=P\frac{l^2}{EJ_0}(m_h.k_1+m_i.k_2)$
		$=$	$M\frac{l}{6EJ}\left[m_h(1+\frac{b}{l})+m_i(1+\frac{a}{l})\right]$
12		$\neq$	$M_h(m_h.\delta_{hh}+m_i.\delta_{hi})-\Delta_{hj}.m_h-\Delta_{ij}.m_i$
		$=$	$M_h\frac{l}{6EJ}.\frac{a}{l}\left[3m_h-\frac{a}{l}(m_h-m_i)\right]$
13		$\neq$	$\Delta_{hj}.m_h-\Delta_{ij}.m_i=P\frac{l^2}{EJ_0}(k_1m_h-k_2m_i)$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}M\left[m_h(1-3\frac{b^2}{l^2})-m_i(1-3\frac{a^2}{l^2})\right]$
14		$\neq$	$M_hm_h\delta_{hh}+M_im_i\delta_{ii}+(M_hm_i+M_im_h)\delta_{ih}+m_h\Delta_{hj}+m_i\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\left[m_h(2M_h+M_i+2M)+m_i(M_h+2M_i+2M)\right]$

NOTAȚIE: $J\neq$ indică bara cu secțiune variabilă.

$J=$ indică bara cu secțiune constantă.

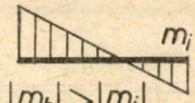
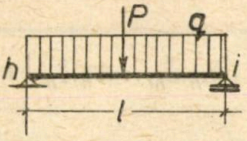
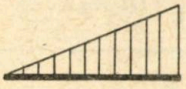
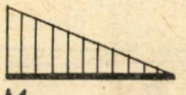
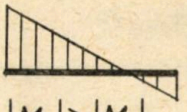
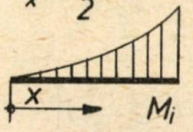
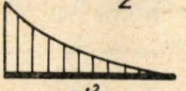
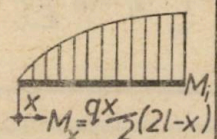
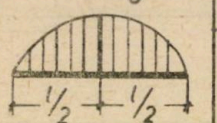
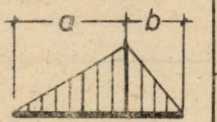
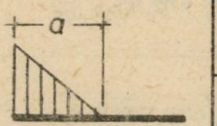
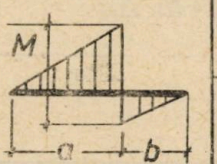
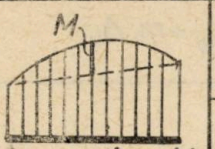
		J	 $\Delta_{sj} = \int_0^l M_{xj}\, m_{xs}\, \frac{dx}{EJ_x}$
1		$\neq$	$M_h \left[m_h\, \delta_{hh} - m_i\, \delta_{ii} + (m_h - m_i)\, \delta_{ih} \right]$
		$=$	$\frac{l}{2EJ}\, M_h\, (m_h - m_i)$
2		$\neq$	$M_i\, (m_h\, \delta_{ih} - m_i\, \delta_{ii})$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\, M_i\, (m_h - 2m_i)$
3		$\neq$	$M_h\, (m_h\, \delta_{hh} - m_i\, \delta_{hi})$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\, M_h\, (2m_h - m_i)$
4		$\neq$	$M_h\, m_h\, \delta_{hh} + M_i\, m_i\, \delta_{ii} - (M_h\, m_i + M_i\, m_h)\, \delta_{ih}$
		$=$	$\frac{l}{6EJ} \left[M_h\, (2m_h - m_i) - M_i\, (m_h - 2m_i) \right]$
5	$M_x = \frac{q\, x^2}{2}$ 	$\neq$	$M_i\, (m_h\, \delta_{hi} - m_i\, \delta_{ii}) - m_h\, \Delta_{hj} + m_i\, \Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}\, M_i\, (m_h - 3m_i)$
6	$M_x = \frac{q(l-x)^2}{2}$ 	$\neq$	$M_h\, (m_h\, \delta_{hh} - m_i\, \delta_{hi}) - m_h\, \Delta_{hj} + m_i\, \Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}\, M_h\, (3m_h - m_i)$

Tabela 2 (continuare)

		J	
7		$\neq$	$M_i(m_h.\delta_{hi}-m_i.\delta_{ii})+m_h.\Delta_{hj}-m_i.\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}M_i(3m_h-5m_i)$
8	$M_x=\frac{q}{2}(l^2-x^2)$ $M_h=ql^2/2$	$\neq$	$M_h(m_h.\delta_{hh}-m_i.\delta_{hi})+m_h.\Delta_{hj}-m_i.\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{12EJ}M_h(5m_h-3m_i)$
9	$M=q\frac{l^2}{8}$ 	$\neq$	$m_h.\Delta_{hj}-m_i.\Delta_{ij}=M\frac{8l}{EJ_0}(m_h.k_1-m_i.k_2)$
		$=$	$\frac{l}{3EJ}M(m_h-m_i)$
10	 $M=P\frac{ab}{l}$	$\neq$	$m_h.\Delta_{hj}-m_i.\Delta_{ij}=P\frac{l^2}{EJ_0}(m_h.k_1-m_i.k_2)$
		$=$	$M\frac{l}{6EJ}\left[m_h(1+\frac{b}{l})-m_i(1+\frac{a}{l})\right]$
11	 $M_h=Pa$	$\neq$	$M_h(m_h.\delta_{hh}-m_i.\delta_{hi})-\Delta_{hj}.m_h+\Delta_{ij}.m_i$
		$=$	$M_h\frac{l}{6EJ}\frac{a}{l}\left[3m_h-\frac{a}{l}(m_h+m_i)\right]$
12		$\neq$	$\Delta_{hj}.m_h+\Delta_{ij}.m_i=P\frac{l^2}{EJ_0}(k_1.m_h+k_2.m_i)$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}M\left[m_h(1-3\frac{b^2}{l^2})+m_i(1-3\frac{a^2}{l^2})\right]$
13		$\neq$	$M_h m_h\delta_{hh}-M_i m_i\delta_{ii}+(M_i m_h-M_h m_i)\delta_{ih}+m_h.\Delta_{hj}-m_i\Delta_{ij}$
		$=$	$\frac{l}{6EJ}\left[m_h(2M_h+M_i+2M)-m_i(M_h+2M_i+2M)\right]$

Valorile c_1, c_2, c_3, k_1, k_2, k', k'', pentru bara cu vute drepte și parabolice se găsesc în [1] tabelele 104—113 și 4 și în mod corespunzător în [2], [10] etc.

În termenii δ_{ih}, Δ_{sj}, m_{xs}, etc., primul indice arată locul efectului, al doilea indice locul cauzei.

2. Pentru determinarea valorii deformației în secțiunea oarecare s, din acțiunea rotirilor de nod φ_h, φ_i respectiv a deplasării relative de nod Δ_{ih} (rotiri de bară $\theta_{hi}=\Delta_{hi}/l$) se obțin formulele următoare. În aceste formule se folosesc coeficienții din [1]. Pentru bara cu I=ct., valorile ω sînt calculate numeric în [4].

2.1. Bara încastrată-articulată: acțiunea rotire de nod (fig. 2)

$$\Delta_{si}=\int_0^l m_{xs}M_{xi}\frac{dx}{EI_x}=\frac{l^2}{EI_0}m_i k_2\varphi_i=l\frac{k_2}{c_2}\varphi_i=l\cdot\omega'_a\cdot\varphi_i;$$

unde

$$M_i=m_i\varphi_i=\frac{1}{\delta_{ii}}\varphi_i;$$

Pentru încastrare în h și articulație în i, respectiv pentru acțiunea φ_h:

$$\Delta_{sh}=l\frac{k_1}{c_1}\varphi_h=l\cdot\varphi_h\cdot\omega_a.$$

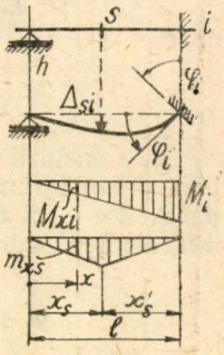


Fig. 2.

2.2. Bara dublu încastrată, acțiunea rotire de nod (fig. 3)

$$\Delta_{sh}=\frac{l^2}{EI_0}(m_h\cdot k_1-m_i\cdot k_2)\varphi_h=l\frac{c_1k_1-c_2k_2}{c_1^2-c_2^2}\varphi_h=l\cdot\varphi_h\cdot\omega_i;$$

unde

$$m_h=\frac{\delta_{ii}}{\delta_{hh}\delta_{ii}-\delta_{ih}^2}.$$

Pentru acțiunea φ_i:

$$\Delta_{si}=l\frac{c_2k_1-c_1k_2}{c_1^2-c_2^2}\varphi_i=l\cdot\varphi_i\cdot\omega'_i.$$

Pentru acțiunea $\varphi_h=-\varphi_i=\varphi$ (simetrică)

$$\Delta_{s\cdot sim}=l\frac{k_1-k_2}{c_1+c_2}\varphi=l\cdot\varphi\cdot\omega_{iD}.$$

Pentru acțiunea $\varphi_h=\varphi_i=\varphi$ (antisimetrică)

$$\Delta_{s\cdot as}=l\frac{k_1-k_2}{c_1-c_2}\varphi=l\cdot\varphi\cdot\omega'_{iD}.$$

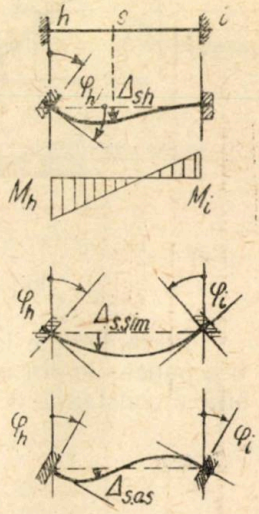


Fig. 3.

2.3. Bara încastrată-articulată, acțiunea deplasare relativă de nod (fig. 4)

$$\Delta_{s\theta}=\Delta'_{s\theta}+\Delta''_{s\theta},$$

$$\Delta'_{s\theta}=l\frac{k_1}{c_1}\theta=l\cdot\theta\cdot\omega_a,\quad \Delta''_{s\theta}=l\cdot\xi\cdot\theta.$$

Pentru încastrare în i și articulație în h :

$$\Delta'_{s\theta} = l\frac{k_2}{c_2}\theta = l\cdot\theta\cdot\omega'_a; \quad \text{iar} \quad M_i = \frac{1}{\delta_{ii}}\theta.$$

2.4. Bara dublu încastrată ; acțiunea deplasare relativă de nod (fig. 5)

$$\Delta_{s\theta} = \Delta''_{s\theta} + \Delta'_{s\theta},$$

$$\Delta'_{s\theta} = \frac{l^2}{EI_0}(M_h\cdot k_1 - M_i\cdot k_2) = l\frac{k_1-k_2}{c_1-c_2}\theta = l\cdot\theta\cdot\omega_\theta; \quad \Delta''_{s\theta} = l\cdot\xi\cdot\theta;$$

unde

$$M_h = \frac{\delta_{ii}+\delta_{ih}}{\delta_{hh}\delta_{ii}-\delta_{ih}^2}\theta.$$

3. Concluzii. Pentru calculul valorii deplasării elastice punctuale, la bara dreaptă simplu rezemată cu secțiune variabilă — cu vute drepte sau parabolice — și apoi și cu secțiune constantă, se prezintă formulele de lucru din cele două tabele, de la punctul 1.

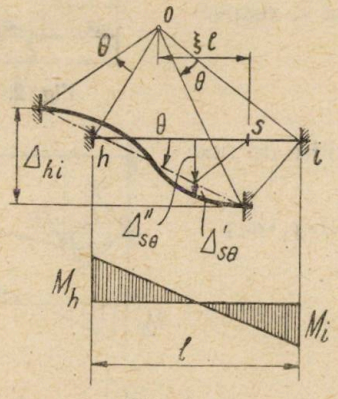


Fig. 4.

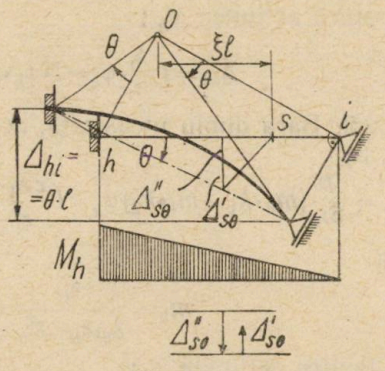


Fig. 5.

Formulele de la punctul 2 permit determinarea valorii deplasării elastice punctuale din acțiunea rotirii de nod, la bara dreaptă cu secțiune variabilă și constantă, dublu încastrată și încastrată-articulată.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Avram, *Grinzi continue*. Editura tehnică, București, 1959.
2. C. Avram, A. Caracostea, ș. a. *Manualul pentru calculul construcțiilor secț. VIII*. Editura tehnică, București, 1959.
3. Dimitrovici, Calculul cadrelor având bare cu secțiune variabilă prin metoda eforturilor ; Industria construcțiilor și a materialelor de construcții 2, 1955.
4. P. Mazilu, *Statica construcțiilor*, vol. II — Editura tehnică, București, 1959.
5. Procofiev, *Statica construcțiilor, vol. II*, OPED-C.F.R., București, 1950.
6. Robert-Musette, *Le calcul des systemes hiperstatiques*. Liege, 1945.
7. K. Hirschfeld, *Baustatik*, 1962.

8. A. V. Darkow, *Statica construcțiilor*, Moscova, 1951.
9. D. Mateescu, *Linii de influență II*, Institutul Politehnic, Timișoara, 1949.
10. R. Agent, *Metoda aproximațiilor succesive I*, ESAC., București, 1955.

ПРЯМАЯ БАЛКА С ПЕРЕМЕННЫМ СЕЧЕНИЕМ. КОЭФФИЦИЕНТЫ ВЛИЯНИЯ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются общие и прямые формулы для определения перемещений прямой балки различно нагруженной и имеющей переменное сечение по длине. Коэффициенты влияния могут применяться при расчете деформаций балки для различных нагрузок и сечений.

LA BARRE DROITE À SECTION VARIABLE. LES COEFFICIENTS D'INFLUENCE POUR LES DÉPLACEMENTS

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage, on obtient les formules générales et directes pour la détermination de déplacements pour la barre droite à n'importe quelle charge et ayant la section variable. Les coefficients d'influence peuvent être utilisés pour calculer les déformations de la barre pour toute action et à toute section.

TRATAREA APELOR DE SUPRAFAȚĂ PENTRU UTILIZĂRI INDUSTRIALE *

DE

V. ZBEGAN, C. JURA, M. GIURCONIU, T. NICOARĂ, GH. POPA, GH. CREȚU, A. BOTA

(Primită la redacție la data de 24. VI. 1964)

Studiul tratării apelor de suprafață pentru utilizări industriale are ca problemă centrală stabilirea procesului de prelucrare a apei, corespunzător din punct de vedere tehnic și avantajos din punct de vedere economic.

Încercările experimentale, necesare pentru stabilirea celei mai raționale linii tehnologice și pentru verificarea metodei propuse, au fost efectuate în cadrul Laboratorului de alimentări cu apă al Facultății de construcții din Institutul politehnic Timișoara.

1. METODELE UZUALE APLICATE LA TRATAREA APEI INDUSTRIALE

Gradul de limpezire relativ redus al apei pentru utilizări industriale și în general condițiile de calitate, mai ușoare decît cele stabilite prin norme la apa utilizată pentru scopuri potabile, a dus la aplicarea unor metode de tratare, rapide, de mare productivitate.

Actualele metode de tratare a apei pentru utilizări industriale [1], insistîndu-se în deosebi asupra principalelor deficiențe a lor, întrucît atenția acestui studiu se îndreaptă în primul rînd spre posibilitățile de îndepărtare a acestora, se pot prezenta astfel.

1.1. Desnisipatoare și decantoare pentru reținerea suspensiilor gravimetrice. Dispozitivele se aplică în cazul unei tratări puțin pretențioase a apei folosite pentru spălare, transportul materiilor prime, diluarea, neutralizarea și transportul deșeurilor industriale.

1.2. Dispozitivele de limpezire prin decantare intensificată prin reactivi se bucură de o eficacitate mai mare deoarece în afară de suspensiile gravimetrice, se reține în parte suspensii coloidale și se influențează, într-o oarecare măsură, conținutul chimic al impurităților în soluție. De cele mai multe ori, la aplicarea acestor procedee este necesară și o filtrare. Decantoarele cer suprafețe de amenajare mari și necesită camere de reacție.

1.3. Dispozitivele pentru filtrarea rapidă a apei respectiv pentru tratarea prealabilă a apei cu reactivi și introducerea ei direct în filtre cu acțiune rapidă aduc o simplificare importantă în linia tehnologică și se aplică la tratarea apei industriale utilizate pentru răcirea agregatelor și a motoarelor

* Lucrare susținută la cea de-a X-a sesiune științifică a cadrelor didactice, aprilie 1963.

termice, pentru alimentarea cazanelor de abur și în cîteva importante ramuri de producție (industrie textilă, hîrtie, celuloză, piele, vopsele etc.). La filtrele de contact, în care se procedează la introducerea reactivilor direct în filtre însă filtrarea se petrece în sens ascendent iar materialul filtrant are granulație variabilă, apare pericolul dislocărilor în masa de material filtrant. Pînă în prezent nu este studiat în măsură suficientă și nu se aplică procedeul de filtrare rapidă prin introducerea reactivilor direct în filtre cu granulație uniformă și mișcare descendentă, avînd sistemul eficace al spălării cu ejector.

1.4. Dispozitivele pentru dublă filtrare se aplică la tratarea apei pentru consumatorii exigenți și în deosebi în cazul apei cu un conținut însemnat de fier [2]. Deoarece apele de suprafață au în general un conținut redus de fier, tratarea apei pentru utilizări industriale prin dublă filtrare nu se consideră justificată.

1.5. Dispozitivele mai complexe, care pe lîngă procesele arătate asigură în prealabil aerarea, reducerea durității, a bioxidului de carbon sau a conținutului salin total, cuprind, în cazul tratării apei pentru utilizări industriale, filtrarea rapidă ca proces final sau ca proces de bază în linia tehnologică. Procedeele se aplică la tratarea apei care intră în componența produselor consumabile și care trebuie să îndeplinească desigur condițiile de calitate ale apei potabile.

Din cele de mai sus se desprinde în mod cert necesitatea studierii și aplicării filtrării rapide în tratarea apei pentru utilizări industriale în condiții avantajoase din punct de vedere economic.

2. STABILIREA DISPOZITIVULUI OPTIM PENTRU FILTRAREA APEI

Pe baza datelor cunoscute la proiectare este necesar să se stabilească tipul de filtru, viteza de spălare, caracteristicile materialului filtrant, sistemul drenajului și procedeul de spălare.

2.1. Tipul de filtru cel mai indicat pentru tratarea apei industriale este filtrul rapid sub presiune, care permite viteze mari de filtrare, o perioadă de funcționare mai îndelungată între două spălări consecutive și se comportă bine în cazul cînd apa este trimisă direct la filtre, cu sau fără tratarea prealabilă cu reactivi.

Pentru studiul procesului fizic al filtrării și ca atare a condițiilor de uzinaj precum și pentru verificarea liniei tehnologice luate în cercetare, a fost utilizat filtrul metalic închis al Laboratorului de alimentări cu apă. Măsurarea exactă a rezistențelor se face cu ajutorul prizelor pentru tuburi piezometrice, instalate la distanțe de cîte 20 cm, începînd cu nivelul axei drenajului, apoi la 10 cm în partea centrală a materialului filtrant și în continuare la 5 cm pentru nivelul superior al nisipului (fig. 1).

Stația de dozare și amestec a reactivilor în apa supusă tratării se compune din vasele pentru prepararea și dozarea reactivilor (fig. 2). Considerîndu-se faptul că reactivii se introduc direct în procesul de filtrare, fără o prealabilă reacție și fără o limpezire prin decantare, s-a adaptat o cameră de amestec dublă, alcătuită dintr-un spațiu cu șicane și un spațiu compartimentat, cu pereți perforați. Numeroasele schimbări de direcție și de viteză

a curentului condiționează în acest fel, așa cum s-a dovedit în experiențele efectuate, o agitație favorabilă unui amestec energic și eficace a reactivilor. La intrarea apei în jghiabul de distribuție a apei pe suprafața materialului filtrant, s-au putut observa fulgii bine formați și masa relativ limpede a apei.

2.2. Viteza de filtrare, considerată în studiu, a fost adoptată principial între 5 și 10 m/h, așa cum rezultă din practica exploatării filtrelor rapide. Pentru aprofundarea unor anumite aspecte ale problemei, au fost efectuate și încercări cu viteze de filtrare mai mari.

Alegerea acestor limite de viteze a dus la adoptarea unui material filtrant cu granulație mijlocie care permite condiții optime de uzinaj în

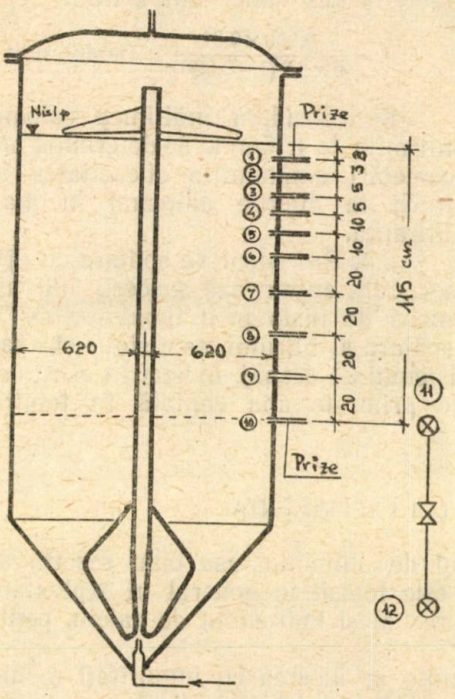


Fig. 1. Schema filtrului rapid aplicat în studiu.

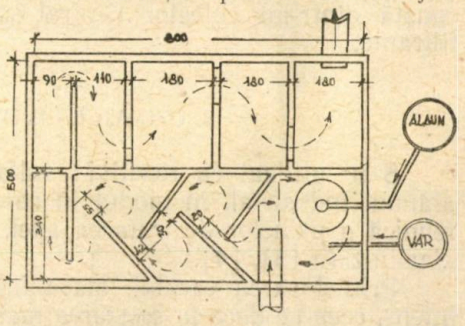


Fig. 2. Schema stației de dozare și amestec.

cadrul obiectelor instalate în linia tehnologică de tratare luată în studiu.

2.3. Materialul filtrant este nisip de cvarț sortat, avînd dimensiunile corespunzătoare cerințelor normelor tehnice, așa cum rezultă din curba granulometrică redată în figura 3.

Dimensiunea maximă este 3 mm iar sorturile de nisip mai mici decît 0,5 mm reprezintă, înainte de spălarea inițială efectuată în filtru, mai puțin decît 6% din greutatea materialului.

S-au stabilit indicii :

$$d_{10}=0{,}53 \text{ mm}, \quad d_{60}=0{,}833 \text{ mm}, \quad n=1{,}57, \quad p=0{,}300$$

Valoarea coeficientului de neuniformitate a nisipului de 1,57 se înscrie în limitele normate (de la 1,5 pînă la 2,5) iar coeficientul de porozitate al materialului filtrant 0,300, arată o capacitate importantă de reținere a suspensiilor din apă.

Se calculează diamterul mediu echivalent al granulelor [2]:

$$\frac{1}{d_{ec}}=\frac{0{,}10}{0{,}40}+\frac{0{,}25}{0{,}62}+\frac{0{,}25}{0{,}75}+\frac{0{,}20}{0{,}95}+\frac{0{,}12}{1{,}12}+\frac{0{,}08}{2{,}00}=1{,}237$$

$$d_{ec}=0{,}81 \text{ mm}$$

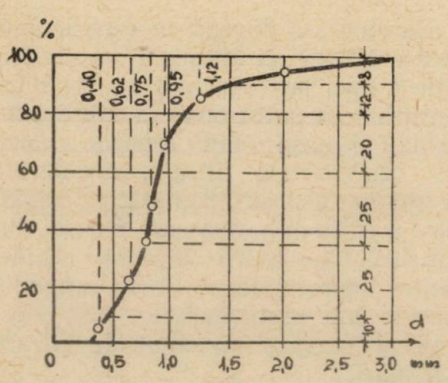


Fig. 3. Curba granulometrică a nisipului filtrant.

Considerîndu-se coeficientul de formă al nisipului $m=1,3$, rezultă în continuare parametrul liniar care caracterizează materialul filtrant

$$l=\frac{0,300\times 0,81}{6\times 1,3\,(1-0,300)}=0,0466 \text{ mm}$$

Se consideră înălțimea coloanei filtrante de 1,15 m și se determină prin cercetări amănunțite eficacitatea filtrării la diferite adîncimi în masa filtrantă.

2.4. Procedeul de spălare cu ejector, care antrenează succesiv întreaga masă de nisip prin tubul central de spălare al filtrului, este sigur și avantajos din punct de vedere economic. Sistemul de drenaj, indicat în acest caz, constă dintr-un colector central care primește apa captată în tuburile filtrante.

3. UZINAJUL FILTRULUI EXPERIMENTAL

S-au utilizat ca reactivi: sulfatul de aluminiu, așa cum rezultă din alaunul industrial, în modul în care este folosit în general în exploatarea tehnică a uzinelor de tratarea apei, precum și hidroxidul de calciu, pentru alcalinizare [3], [4].

Prin dozarea varului, masa filtrantă se încarcă cu impurități în mod intens, ceea ce duce la creșterea mai rapidă a rezistenței filtrului.

Concentrațiile reactivilor utilizați s-au ales relativ mari, pentru a se reduce volumul vaselor de dozare și de preparare a soluțiilor de reactivi. În registrul de uzinaj al laboratorului sînt înscrise toate datele necesare legate de uzinaj.

Dacă se urmăresc relațiile care dau perioada de lucru T a filtrului, în zile, în funcție de viteza de filtrare v (în m/zi) respectiv în funcție de diametrul mijlociu al granulelor de nisip d (în mm)

$$T=C_1 v^{-1,65} \quad T=C_2 d^{2,15}$$

au fost obținute la filtrul experimental, funcționînd cu sau fără tratare cu reactivi, următoarele date, în comparație cu datele înregistrate la uzina de apă de suprafață a orașului Timișoara

Obiectul studiat	Durata de funcționare a filtrului T	C_1	C_2
Uzina de apă Timișoara material filtr. mediu	6...8 zile	87...109	6,4...8
Uzina de apă Timișoara material filtr. mic	5,2...6,2 zile	71...85	9,6...12
Filtrul experimental laborator, fără reactivi	4,1 zile	54	7,6
Filtrul experimental, cu reactivi	1 zi	17	1,86

Trebuie menționat faptul că la Uzina orașului Timișoara înălțimea limită de solicitare a filtrului este de 5,60 m pe cînd filtrul experimental a fost oprit la înălțimea de 2,90 m, perioada fiind limită de antrenarea suspensiilor fine în materialul filtrant.

4. STUDIUL PROCESULUI FIZIC AL FILTRĂRII

In procesul de filtrare, suspensiile gravimetrice se reţin în păturile superioare ale masei filtrante, cele mai mari fiind oprite chiar la suprafaţa nisipului iar cele mai fine pătrunzînd progresiv în stratul de nisip filtrant, pe măsură ce creşte viteza reală de mişcare a apei în stratul poros.

O parte din suspensiile fine, coloidale sînt de asemenea reţinute prin filtrare, în urma adsorbţiei lor pe suprafaţă mare a granulelor de nisip.

Cu ocazia experienţelor de laborator efectuate, s-a putut pune în evidenţă faptul că viteza critică de antrenare a suspensiilor coloidale este extrem de redusă, că particulele fine nu se fixează, într-o oarecare măsură circulă în salturi în sens descendent în masa nisipului şi că ele pătrund în colectorul de apă filtrată la un anumit grad de încărcare a stratului filtrant cu impurităţi, influenţînd negativ asupra calităţii apei tratate.

Pierderea de sarcină a unei coloane filtrante de înălţime L este dată de relaţia :

$$H = 0{,}188\ \text{m}^2 \cdot \mu \frac{v\,(1-p)^2}{d_{ec}^2 \cdot p^3} \cdot L\ (\text{cm})$$

în care coeficientul de vîscozitate se introduce în g · cm/s, diametrul echivalent în cm, viteza aparentă de filtrare în cm/s iar prin p s-a notat cifra de porozitate.

La tuburile piezometrice montate s-au măsurat rezistenţele din oră în oră. Ele sînt reprezentate în diagramele din fig. 4. Se poate vedea că diferenţele de nivel provocate de straturile filtrante considerate se găsesc într-o creştere generală, fiind mai mari pentru straturile superioare şi din ce în ce mai mici, în adîncimea materialului filtrant.

S-a urmărit ritmul real de creştere a rezistenţei fiecărui strat în parte şi a masei filtrante în ansamblu. Intrucît pe de o parte turbiditatea apei la intrarea în filtru a variat în limite relativ largi (într-o oarecare măsură s-a modificat şi turbiditatea apei la ieşirea din filtru) iar pe de altă parte deoarece debitul nu s-a putut menţine în mod riguros constant pe toată durata experienţelor, în locul elementelor de timp real t, reprezentarea s-a făcut în funcţie de elementele de timp echivalent de calcul t', calculate din primele cu relaţia :

$$t' = t \frac{M_0 - M}{(M_0 - M)_{med}} \cdot \frac{Q}{Q_{med}}.$$

In relaţie, prin M s-a notat turbiditatea apei filtrate şi cu M_0 aceea a apei care intră în filtru, respectiv prin Q şi Q_{med} s-a notat debitul corespunzător perioadei şi debitul mediu.

Modul de creştere al rezistenţei reflectă de fapt micşorarea porozităţii diferitelor strate filtrante, prin colmatare. Se vede că există o tendinţă

generală de creștere a rezistenței specifice (pe unitatea de grosime) și ca atare o scădere continuă a porozității. Însă creșterea se petrece efectiv în salturi. În măsura în care un strat superior se încarcă și în consecință cresc vitezele reale, au loc deplasări ale particolelor înspre stratele inferioare; astfel rezistența stratului superior stagnează ori chiar are scurte perioade de regres, în timp ce rezistența stratului următor inferior crește, după care se petrece o restructurare a materiilor reținute și creșterea rezistenței reîncepe într-un ritm și mai viu. Cînd trecerea suspensiilor înspre stratele inferioare devine dificilă din cauza încărcării, stratele vor trece succesiv în perioada creșterii mari a rezistențelor și perioada de lucru a filtrului se apropie de sfîrșit.

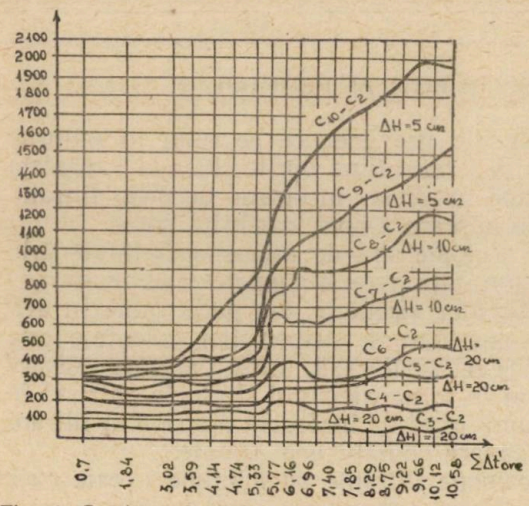


Fig. 4. Creșterea în timp a rezistenței la filtrare.

În laborator, pierderea critică în stratele inferioare este de 1 cm/1 cm coloană nisip, la viteza de filtrare de 6 m/oră.

5. STUDIUL EFICACITĂȚII FILTRĂRII

Avîndu-se în vedere condițiile de calitate ale apei pentru utilizări industriale, în studiul temei de față se consideră, ca problemă centrală, determinarea turbidității apei filtrate în raport cu proprietățile apei luate în procesul de tratare și în condițiile de uzinaj ale unui filtru rapid.

În afară de studiul eficacității filtrării sub aspectul reducerii turbidității, s-a ținut seama de faptul că cerințele celor mai multe industrii limitează conținutul de fier.

Pentru studiul eficacității filtrării au fost luate probe de apă la intervale de 4—12 ore, analizate în laboratorul chimic. De asemenea au fost luate probe simultan la diferite adîncimi, la tuburile piezometrice care au servit și la măsurarea rezistențelor. Rezultatele se reflectă în reprezentările grafice din figura 5.

Repartiția materiilor reținute în filtru este apropiată de aceea dată de relația

$$M_x = M_0 \cdot e^{-ax};$$

în care M_0 reprezintă turbiditatea apei la intrare, iar M_x aceea la ieșire din stratul considerat de adîncime x.

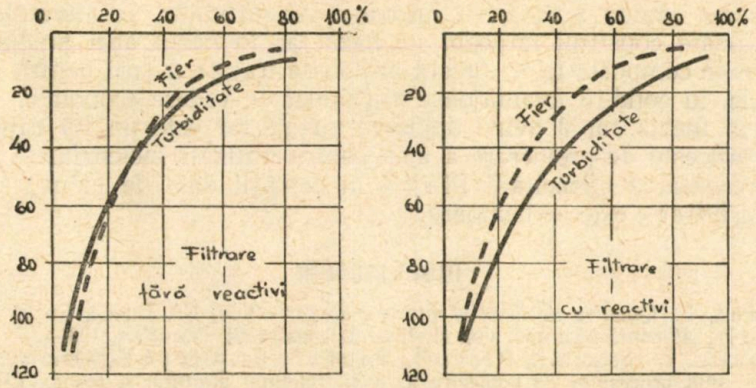


Fig. 5. Repartiția depunerilor în materialul filtrant.

Curbe de acest fel s-au trasat și pentru conținutul total de fier rămas la adîncimi diferite în apa supusă tratării.

În cazul filtrării fără reactivi curba este mai plată iar în cazul tratării cu reactivi respectiv la viteze mai mici de filtrare, are o curbură mai pronunțată. În ambele cazuri, se apropie destul de bine de curba teoretică.

Studiul eficacității filtrării, într-o formă care se poate generaliza și la alte încercări experimentale în studiul proceselor de tratare, este sintetizat în grafice caracteristice care stabilesc legătura între condițiile uzinajului, viteza de filtrare și gradul de eficacitate al filtrării.

Eficacitatea filtrării este reprezentată prin raportul $\frac{M_0 - M}{M_0}$ iar condițiile uzinajului prin raportul între doza de alaun D și între turbiditatea inițială. Condițiile de utilizare a curbelor rezultate din studiu permit efectuarea unor calcule tehnico-economice sigure și avantajoase pentru uzinele de filtrare.

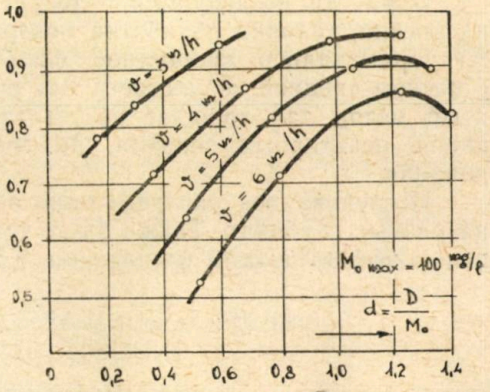


Fig. 6. Eficiența filtrării în funcție de condițiile uzinajului.

6. CONCLUZII

Utilizarea filtrelor rapide fără o prealabilă decantare, pentru tratarea apei cu utilizări industriale este corespunzătoare din punct de vedere tehnic și avantajoasă economic.

Aplicarea reactivilor direct în procesul de filtrare mărește foarte mult eficiența filtrării rapide, permițînd mărirea vitezei de filtrare pentru același nivel de eficacitate. Procedeul cere o bună amestecare a reactivilor cu apa supusă tratării.

Filtrarea rapidă a apei, cu introducerea sulfatului de aluminiu direct în filtre poate constitui mijlocul de bază iar în cazul apei studiate şi a celor care se comportă la fel unicul mijloc de tratare a apei pentru utilizări industriale, în condiţii avantajoase din punct de vedere economic.

Filtrul închis rapid avînd spălarea cu ejector este un tip raţional de filtru în procesul de prelucrare a apei pentru utilizări industriale.

Reprezentarea eficacităţii filtrării în condiţii date de uzinaj, pe baza vitezei de filtrare, este edificatoare.

BIBLIOGRAFIE

1. Imbeaux, E., *Qualités de l'eau et moyens de correction*, Ed. Dunod, Paris, 1937.
2. Trofin P., *Alimentări cu apă*. Vol. II. Inst. de construcţii, Bucureşti, 1961.
3. Cocheci V., Horescu I., Pîrvu I., Taubert R., Wintu F., Contribuţii la studiul procesului de limpezire a apei. Buletinul ştiinţific şi tehnic, I.P.T., seria II, Tom 7 (21), fasc. 2.
4. Cristea Baron, Z. Ghederin, Contribuţii practice la aplicarea dozei de coagulant în instalaţiile centrale de apă. Hidrotehnica nr. 3/1957.

ОБРАБОТКА ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОД В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕЛЯХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуются с теоретической и экспериментальной точки зрения, условия обработки поверхностных вод.

Применялось скоростное фильтрирование в закрытом фильтре с песком средней зернистости без предварительного осветления. Принятый метод дал хорошие результаты, при условии хорошего, смешивания реактивных веществ, до введения воды в процесс фильтрирования.

Исследовалось распределение осадков в фильтре и качество воды на разных глубинах. Также были установлены соотношения между степенью эффективности фильтрации и заводскими условиями.

OBERFLÄCHENWASSERBEHANDLUNG FÜR INDUSTRIELLE ZWECKE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Man studiert die Bedingungen der Oberflächenwasserbehandlung von theoretischem und experimentellem Standpunkt.

Man hat das Wasser einer rapiden Filtration, in geschlossenem Filter mit Sand mittlerer Granulation ohne vorher durch ein Absetzbecken zu gehen, unterzogen.

Das Verfahren gibt gute Ergebnisse, mit der Bedingung einer guten Mischung des Wassers mit dem Reaktiv, vor der Filtration.

Man studiert die Absatzverteilung in der Filtermasse und die Wasserqualität in verschiedenen Tiefen.

Ebenfalls wurden Gleichungen zwischen dem Wirkungsgrad der Filtration und der Prozessbedingungen aufgestellt.

I.P.T. 17

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 9 (23) Fasc. 2

IULIE — DECEMBRIE
— 1964 —

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil), prof. ing. C. AVRAM, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. dr. C. DRĂGULESCU, membru al Academiei R.P.R., prof. dr. ing. ȘT. NĂDĂȘAN membru al Academiei R.P.R., prof. ing. I. ANTON, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. ing. AL. ROGOJAN, prof. ing. T. DORDEA, prof. O. EM. GHEORGHIU, prof. ing. V. GHEORGHIU, prof. D. MATEESCU și prof. I. NĂNU

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate in Buletin vor fi adresate tovarășilor profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Populară Romînă, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraitre dans le „Buletin" seront adressés a M. le Prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique Timișoara, République Populaire Roumaine, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые дла публикования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Румынская Народная Республика, с примечением »для Бюллтеня«.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Tom. 9/23, fasc. 2/1964 iulie-decembrie 1964

CUPRINS:

I. *MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ*

I. GROSANU, M. PAUNESCU, I. VIRAG, Calculul solicitărilor unui pilot de beton armat înfipt în pământ prin vibropercuţii . . 313
GH. SILAŞ, M. PAUNESCU, I. GROSANU, L. BRINDEU, T. GLIGOR, Vibropercutor pentru înfigerea elementelor în pământ . . . 321
GH. SILAŞ, L. BRINDEU şi H. KLEPP, Percuţii aplicate corpului rigid liber 331

II. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, PARASCHIVA VELICA şi I. OLAH, Influenţa introducerii feldspatului în prealabil topit în masa de porţelan asupra proprietăţilor acestuia 341
V. COCHECI, E. KIMMEL, I. PIRVU, R. TAUBERT, RODICA GROPSIAN şi M. COTOSMAN, Contribuţii la obţinerea oxiclorurii de cupru din cenuşile de pirită cupriferă 349
V. LATIU, R. ABRAMOVICI, V. CRISTEA, L. CICOARE şi E. PASCU, Studiul cuarţitului de Obreja în vederea folosirii lui la fabricarea refractarelor Silica 355
L. SAUCIUC, Dehidrogenarea alcoolului izobutilic în prezenţa contactelor mixte de cupru 361

III. *ŞTIINŢE TEHNICE*

V. BERINDEAN, M. TRUSCULESCU, Contribuţii la studiul oscilaţiilor de torsiune pentru o linie de arbori de la un vas marin de 1 100 t dw 367
N. BOBOESCU, A. BALOI, G. BOZAN şi N. IONESCU, Asupra reducerii pierderilor de presiune în ventilele de reglare ale turbinelor . 377
L. BOLEANTU şi M. FISCHER, Contribuţii la studiul membranelor plane circulare 389
N. GHEORGHIU şi I. FEIMER, Asupra sistemelor de încercare a transmisiilor prin frecare cu element flexibil 399

FR. KOVACS, D. PERJU, M. CRUDU şi AL. MÜLLER, Asupra unor corelaţii între toleranţele roţilor cilindrice cu dinţi drepţi . . 409
A. NANU, V. POPOVICI, AL. NICHICI şi N. ACHIMESCU, Determinarea condiţiilor de reglare automată a avansului la debitarea electroerozivă 419
I. POP, Incercarea la durabilitate a unor subansamble principale ale strungurilor de fabricaţie indigenă 431
D. RADU şi C. SARLAU, Proiectarea şi executarea îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi 441
GH. SAVII, M. TRUSCULESCU, L. BAGIU, GH. TACHE şi V. TIRZIU, Studiul legăturii între starea suprafeţei şi uzură în cazul frecării de alunecare 453
A. ŞANDRU, ŞT. STĂNESCU, C. ALEXANDRESCU şi C. ILIESCU, Studii privind îmbunătăţirea tehnologiei de exploatare a principalelor agregate agricole 463
T. DORDEA, Asupra compensării circuitului de comutaţie la modificatorul de frecvenţă cu contact alunecător metalo-lichid 471
T. DORDEA, AL. VASILIEVICI, ELENA CIUGUDEAN, A. CIMPEAN şi DOINA IRHAS, Studiul comutaţiei cu condensatoare a modificatorului de frecvenţă cu contact alunecător metalo-lichid utilizînd diode semiconductoare 481
I. DE SABATA, Influenţa curenţilor turbionari asupra comportării generatorului Hall 491
I. NOVAC: Influenţa poziţiei relative a înfăşurărilor statorice asupra valorii gradului de asimetrie al maşinii de inducţie tri-monofazată 503
B. OPRENDEK, D. FARKAS, Principii de programare a calculatoarelor electronice numerice în vederea stabilirii indicilor de control la încercările de serie ale maşinilor de inducţie 511
E. POP: Observaţii cu privire la teoria generală a instrumentelor de măsură electromecanice cu citire directă 519
A. SOCENEANŢU, Despre erorile convertorului analog-cod construit cu un instrument de citire directă 525
C. STRUGARU, Redresor stabilizat cu tranzistoare 533
C. AVRAM, O MIRSU şi C. BOB, Comportarea cadrelor portal din beton armat în domeniul plastic 539
M. BĂLĂ, GH. POPA şi I. DAVID, Linii de influenţă pentru arce încastrate cu momente de inerţie variabile, încărcate radial . . . 549
I. FLEŞERIU, M. IVAN şi ELENA SCHUCH, Asupra calculului deplasărilor punctuale pe sisteme static nedeterminate 563
C. JURA şi M. POPESCU, Consideraţii asupra ecuaţiilor cu derivate parţiale ale filtrării rapide 571
D. MATEESCU, I. FLEŞERIU, E. FLEŞERIU, M. IVAN, L. GADEANU, ELENA SCHUCH şi A. DANILESCU, Influenţa considerării deformaţiilor produse de forţele axiale şi tăietoare în calculul static al unei cupole cu nervuri şi inele 585
D. MATEESCU, I. FLEŞERIU, L. GADEANU, A. DANILESCU şi ELENA SCHUCH, Studiu comparativ asupra distribuţiei eforturilor, determinate în diverse ipoteze de conlucrare spaţială, la o cupolă cu nervuri şi inele 601
V. ZBEGAN, C. JURCA, M. GIURCONIU, TR. NICOARĂ, GH. CREŢU, I. MIREL, V. MEDELEANU, M. SCHMIDT, E. COSTIN, Studiul tratării apei de surpafaţă pentru obţinerea apei potabile în laboratorul semiindustrial 617

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIȘOARA

2 série, tome 9/23, fascicole 2 Juillet-Décembre 1964

SOMMAIRE

I. *MATHÉMATIQUE — PHYSIQUE — MÉCANIQUE*

I. GROSANU, M. PĂUNESCU et I. VIRAG, Le calcul de la sollicitation d'un pieu en béton armé enfoncé dans le sol par vibropercutions . 313
GH. SILAȘ, M. PĂUNESCU, I. GROSANU, L. BRÎDEU, T. GLIGOR, Vibropercuteur pour la plantation des elements dans le sol . . 321
GH. SILAȘ, L. N. BRÎNDEU et H. KLEPP, Percussion appliquées au corps rigide libre 331

II. *CHIMIE*

R. ABRAMOVICI, PARAȘCHIVA VELICA et L. OLAH, L'influence de l'introduction du feldspath préalablement fondu dans la masse de porcelaine sur les propriétés de celui-ci 341
V. COCHECI, E. KIMMEL, I. PÎRVU, R. TAUBERT, RODICA GROPȘIAN u. ANA COTOȘMAN, Beiträge zur Gewinnung von Kupferoxychlorid aus kupferhältigen Kiesabbrände 349
V. LAȚIU, R. ABRAMOVICI, V. CRISTEA, LUCIA CICOARE et E. PASCU, L'étude du quartzite d'Obreja en vue de son utilisation dans la fabrication des refractaires Dinas 355
L. SAUCIUC, Dehydrierung des Isobutands in Gegenwart von Kupfer-Mischkontakten 361

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

V. BERINDEAN et M. TRUSCULESCU, Contributions à l'étude des oscilations de torsion pour une ligne d'arbres d'un bateau de 1 100 t dw 367
N. BOBOESCU, A. BĂLOI, GH. BOZAN u. N. IONESCU, Über das Vermindern des Druckverlustes in den Reglierungsventilen der Dampfturbinen 377
L. BOLEANȚU u. M. FISCHER, Beitrag zum Studium von kreisförmigen ebenen Membranen 389
N. GHEORGHIU et I. FEIMER, Sur les systèmes d'essai des transmissions par frottement à élément flexible 399

FR. KOVACS, D. PERJU, M. CRUDU u. AL. MÜLLER, Über einige Verhältnisse zwischen die Toleranzen der Stirnräder . . . 409
A. NANU, V. POPOVICI, AL. NICHICI et N. ACHIMESCU, Bestimmung der Bedingungen einer selbsttätigen Vorschubregelung bei elektroerosivem Schneiden 419
I. POP, Versuch an der Dauerbarkeit einiger Hauptbestandteile an Drehbänke inländischer Fabrikation 431
D. RADU u. C. SARLĂU, Über die Praktierung und schweissgerechte Fertigung im Metallrohrbau 441
GH. SAVII, M. TRUSCULESCU, L. BAGIU, BH. TACHE et VI. TIRZIU, Untersuchungen über den Zusammenhang des Oberflächenzustandes und dem Verschleiss bei Gleitreibung 453
A. ŞANDRU, ŞT. STĂNESCU, C. ALEXANDRESCU, C. ILIESCU, Études concernant l'amelioration de la technologie d'exploitation des principaux agregats agricoles 463
T. DORDEA, Sur la compensation du circuit de commutation dans le modificateur de fréquence à contact glissant metallo-liquide . . 471
T. DORDEA, AL. VASILIEVICI, ELENA CIUGUDEAN, A. CIMPEAN et DOINA IRHAS, Étude de la commutation par condensateurs du modificateur de fréquence à contact glissant metallo-liquide usant des diodes semiconductrices 481
I. DE SABATA, L'influence des courants tourbionnaires sur la comportament du générateur Hall 491
I. NOVAC: Studium der praktischen und komplekten Symmetriemöglichkeiten der dreieinphasen Schweissmaschine mittels einer zusätzlichen Einphasenspannung 503
B. OPRENDEK u. D. FARKAS, Programmierungsprinzipien von Digitalrechnen zur Bestimmung der Kontrollziffern in Serienuntersuchungen von Induktionsmaschinen 511
E. POP, Beiträge zur allgemeinen Theorie der Instrumente mit direkter Ablesung 519
A. SOCENEANȚU, Über die Fehler des analog-digital Umsetzers mit einem eingebauten Instrument mit direkter Ablesung . . . 525
C. STRUGARU, Ein stabilisierter Gleichrichter mit Transistoren . . 533
C. AVRAM, O. MÎRSU et C. BOB, Le comportement des portiques en béton armé dans le stade plastique 539
M. BĂLĂ, GH. POPA et I. DAVID, Lignes d'influence pour des arcs encastrés avec des moments d'inertie variable, pour chargements radiaux 549
I. FLEŞERIU, M. IVAN et ELENA SCHUCH, Sur le calcul des déplacements ponctuels sur les systèmes hyperstatiques 563
C. JURA et M. POPESCU, Betrachtungen über die Gleichungen mit partiellen Ableitungen der Rapidfiltration 571
D. MATEESCU, I. FLEŞERIU, E. FLEŞERIU, M. IVAN, L. GADEANU, ELENA SCHUCH et A. DANILESCU, L'influence de la considération des déformations produites par les efforts normaux et tranchants dans le calcul statique d'une coupole à nervures et anneaux 585
D. MATEESCU, I. FLEŞERIU, M. IVAN, E. FLEŞERIU, L. GADEANU, A. DANILESCU et ELENA SCHUCH, Étude comparative concernant la distribution des efforts determinés en diverses hypothèses de coopération spatiale, dans le cas d'une coupole à nervures et anneaux 601
V. ZBEGAN, C. JURA, M. GIURCONIU, T. NICOARĂ, G. CRETA, I. MIREL, V. MEDELEANU, M. SCHMIDT, ELENA COSTIN, Studium der Oberflächenwasserbehandlung zur Erhaltung von Trinkwasser in einem semiindustriellen Laboratorium . . . 617

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Том 9 (23) выпуск 2 1964 Июль—декабрь 1964.

СОДЕРЖАНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

И. ГРОШАНУ, М. ПЭУНЕСКУ, И. ВИРАГ, Расчет усилий железобетонной сваи погруженной в землю виброударным способом . 313
Г. СИЛАШ, М. ПЭУНЕСКУ, И. ГРОШАНУ, Л. БРЫНДЭУ, Т. ГЛИГОР, Виброударный механизм для погружения элементов в грунт 321
Г. СИЛАШ, Л. БРИНДЭУ, Х. КЛЕПП, Удары прилагаемые твердому телу в свободном состоянии 331

II. ХИМИЯ

Р. АБРАМОВИЧ, ПАРАСКИВА ВЕЛИКА, И. ОЛАХ, Влияние введения предварительно расплавленного полевого шпата в массу фарфора на его свойства 341
В. КОКЕЧ, Е. КИММЕЛ, И. ПЫРВУ, Р. ТАУБЕРТ, РОДИКА ГРОПШАН, М. КОТОШМАН, О получении хлорокиси меди из золы серного колчедана с примесями меди 349
В. ЛАЦИУ, Р. АБРАМОВИЧ, В. КРИСТЯ, Л. ЧИКОАРЕ,Е. ПАСКУ, Исследование обрежского кварцита в виду его использования при производстве огнеупоров 355
Л. САУЧУК, Дегидрирование изобутиленового спирта в присутствии смешанных медных контактов 361

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

БЕРИНДЯНУ, М. ТРУШКУЛЕСКУ, К изучению крутильных колебаний вала морского корабля 1100 tdw 367
Н. БОБОЕСКУ, А. БЭЛОЙ, Г. БОЗАН, Н. ИОНЕСКУ, К уменьшению потерь давления в регулировочных вентилях паровых турбин 377
Л. БОЛЯНЦУ, М. ФИШЕР, К изучению плоских круглых пластин 389
Н. ГЕОРГИУ, И. ФАЙМЕР, Об испытательных системах передач трения с гибкой связью 399

Ф. КОВАЧ, Д. ПЕРЖУ, М. КРУДУ, А. МЮЛЛЕР, О некоторых соотношениях между допусками циллиндрических колес с прямыми зубьями 409
А. НАНУ, В. ПОПОВИЧ, А. НИКИЧ, Н. АКИМЕСКУ, Определение условий автоматического регулирования опережения при электроэродировании 419
И. ПОП, Исследование долговечности главных частей токарных станков нашего производства 431
Д. РАДУ, К. ШАРЛЭУ, Проектирование и выпольнение сварных соединений в трубных конструкциях 441
Г. САВИЙ, М. ТРУШКУЛЕСКУ, Л. БАДЖИУ, Г. ТАКЕ, В. ТЫРЗИУ, Изучение связи между чистотой поверхности и износом при трении скольжения 453
А. ШАНДРУ, Ш. СТЭНЕСКУ, К. АЛЕКСАНДРЕСКУ, К. ИЛИЕСКУ, Исследования по улучшению технологии эксплуатации главных сельскохозяйственных агрегатов 463
Т. ДОРДЯ, О компенсации коммутационной цепи преобразователя частоты с металло-жидкостным скользящим контактом . . 471
Т. ДОРДЯ, А. ВАСИЛЬЕВИЧ, ЕЛЕНА ЧУГУДАН, А. КЫМПЯНУ, ДОИНА ИРХАШ, Исследование конденсаторной коммутации преобразователя частоты со скользящим металло-жидкостным контактом при использовании полупроводниковых диодов . . 481
И. Де. САБАТА, Влияние выхревых токов на поведение генератора Холла 491
И. НОВАК, Влияние относительного положения статорных обмоток на значение степени ассиметрии индукционной трех — однофазной машины 503
Б. ОПРЕНДЕК, Д. ФАРКАШ, Принципы программирования электронных цифровых вычислительных машин ввиду установления контрольных показателей при серийных испытаниях индукционных машин 511
Е. ПОП, К общей теории приборов с непосредственным отсчетом . 519
А. СОЧЕНЯНЦУ, Об ошибках преобразователя аналог-код снабженного прибором для непосредственного отсчета 525
К. СТРУГАРУ, Выпрямитель стабилизируемый транзисторами . . 533
К. АВРАМ, О. МЫРШУ, К. БОБ, Поведение железобетонных портальных рам в пластической области 539
М. БЫЛЭ, Г. ПОПА, И. ДАВИД, Линии влияния для врезанных арок с моментами переменной инерции для лучевых радиальных нагрузок 549
И. ФЛЕШЕРИУ, М. ИВАН, ЕЛЕНА ШУХ, В связи с расчетом точечных перемещений статически неопределенных систем . . 563
К. ЖУРА, М. ПОПЕСКУ, К применению уравнений с частными производными при скоростном фильтрировании 571
Д. МАТЕЕСКУ, И. ФЛЕШЕРИУ, Е. ФЛЕШЕРИУ, М. ИВАН, Л. ГЫДЯНУ, ЕЛЕНА ШУХ, А. ДЭНИЛЕСКУ, Влияние учета деформаций вызываемых осевыми и перерезывающими силами в статическом расчете реберно-кольцевого купола 585
Д. МАТЕЕСКУ, И. ФЛЕШЕРИУ, М. ИВАН, Е. ФЛЕШЕРИУ, Л. ГЫДЯНУ, А. ДЭНИЛЕСКУ, ЕЛЕНА ШУХ, Сравнительное исследование по распределению усилий определенных в различных гипотезах объемного поведения купола с ребрами и кольцами 601
В. ЗБЕГАН, К. ЖУРА, М. ЖУРКОНИУ, Ф. НИКОАРЭ, Г. КРЕЦУ, И. МИРЕЛ, В. МЕДЕЛЯНУ, М. ШМИДТ, Е. КОСТИН, Изучение обработки поверхностей воды в полупромышленной лаборатории с целью получения питыевой воды 617

CALCULUL SOLICITĂRII UNUI PILOT DE BETON ARMAT INFIPT IN PĂMINT PRIN VIBROPERCUȚII *

DE

I. GROȘANU, M. PĂUNESCU, I. VIRAG

La înfigerea piloților în pămînt folosind metoda baterii cu soneta, a vibrațiilor sau a vibropercuțiilor, de obicei se face abstracție de modul în care se transmit solicitările dinamice în pilot și de consecințele vibrațiilor longitudinale ale pilotului.

Folosirea metodelor clasice de înfigere prin baterea cu soneta duce în unele cazuri la distrugerea capătului superior sau la fisurarea pilotului făcînd imposibilă înfigerea. Pentru a preîntîmpina un asemenea neajuns, în lucrarea [1] s-a studiat baterea piloților cu soneta ținînd seama de solicitările maxime ce apar în pilot la înfigerea prin această metodă.

In problema înfigerii piloților și palplanșelor în pămînt, folosirea metodei vibrațiilor și a vibropercuțiilor prezintă multe avantaje tehnico-economice din care cauză aceste metode sînt tot mai larg folosite pe șantierele de construcții. De obicei aceste metode sînt folosite la înfigerea elementelor în direcție verticală folosind vibrații, sau vibropercuții dirijate după axa elementului și produse de un vibrator sau de un vibropercutor montat la capătul superior al pilotului.

Parametrii vibropercutorului sînt aleși în așa fel încît să poată înfige pilotul la cota cerută.

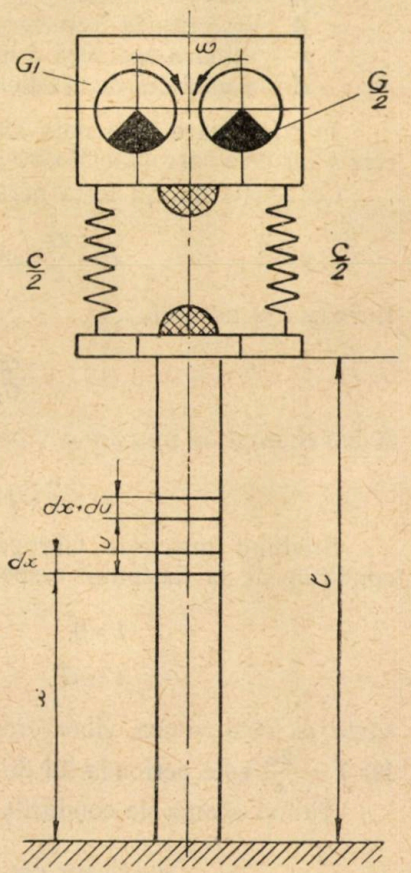


Fig. 1

* Lucrarea a fost comunicată în sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Determinarea solicitărilor dinamice care apar în pilotul de beton armat la înfigerea prin vibropercuţii, constituie în primul rînd o problemă importantă pentru a combate eventualele posibilităţi de fisurare a pilotului, care ar micşora eficienţa tehnică a acestei metode. În lucrare se urmăreşte solicitarea în cazul cînd pilotul a ajuns la refuz. Stabilirea solicitării dinamice se face în ipoteza că elasticitatea elementului nu influenţează asupra mişcării vibropercutorului, iar oscilaţiile pilotului se consideră numai longitudinale. Pentru stabilirea ecuaţiei de mişcare a vibropercutorului şi a secţiunii pilotului se consideră schema din fig. 1 şi se folosesc notaţiile :

$G/2$ = greutatea unui excentric al vibratorului mecanic ;
ω = viteza unghiulară a excentricilor ;
e = excentricitatea masei excentricilor ;
G_1 = greutatea vibropercutorului ;
K = coeficientul de restituire al ciocanelor ;
c = constanta elastică a resoartelor ;
γ_a = greutatea specifică aparentă a pilotului ;
A = secţiunea transversală a pilotului ;
ρ = masa specifică a materialului pilotului ;
E = modulul de elasticitate echivalent al pilotului.

In continuare vom nota elementele corespunzătoare betonului cu indicele b iar cele corespunzătoare armăturii cu f.

Cu aceste notaţii forţa perturbatoare P dată de excentrici va fi :

$$P=\frac{G}{g}e\omega^2\cos(\omega t+\varphi)=P_0\cos(\omega t+\varphi) \tag{1}$$

Introducînd notaţiile :

$$\frac{cg}{G_1}=p^2,\quad \frac{Ge}{G_1}=\lambda.$$

Avem ecuaţia de mişcare a vibropercutorului :

$$\ddot{q}+p^2q=\lambda\omega^2\cos(\omega t+\varphi)-g \tag{2}$$

Studiind mişcarea vibropercutorului între două ciocniri consecutive, condiţiile de la începutul respectiv sfîrşitul acestui interval sînt :

$$t=0,\qquad q=-q_0,\qquad \dot{q}=kv_0 \tag{3}$$

$$t=nT,\qquad q=-q_0,\qquad \dot{q}=-v_0 \tag{4}$$

unde v_0 este viteza vibropercutorului la începutul perioadei de ciocnire, iar $T=\frac{2\pi}{\omega}$ este perioada lui de oscilaţie [2].

Ţinînd seama de condiţiile (3) şi (4) ecuaţia (2) are soluţia :

$$q=C_1\cos(pt+\psi)-\frac{\lambda}{1-\xi^2}\cos(\omega t+\varphi)-\frac{g}{p^2} \tag{5}$$

unde :

$$\xi = \frac{p}{\omega}$$

și

$$\psi = -\pi n \xi \pm \pi i, \qquad i = 1, 2, 3, \ldots \tag{6}$$

sau

$$n\psi = \pm i, \qquad i = 1, 2, 3, \ldots \tag{6'}$$

iar

$$C_1 = \pm \frac{v_0 (1+k)}{2p \sin \pi n \xi}; \quad \sin \varphi = \frac{(1-\xi^2)(k-1) v_0}{2\lambda\omega}. \tag{7}$$

Folosind notațiile :

$$s = -\frac{q_0}{\lambda} + \frac{g}{\lambda\omega^2 \xi^2}, \quad f = \frac{1+k}{1-k} \cdot \frac{\operatorname{ctg} \pi n \xi}{\xi} \tag{8}$$

găsim viteza vibropercutorului la începutul perioadei de ciocnire :

$$v_0 = \frac{2\lambda\omega}{1-k} \cdot \frac{sf \pm \sqrt{\frac{1+f^2}{(1-\xi^2)^2} - s^2}}{1+f^2} \tag{9}$$

mărime pe care o presupunem reală și pozitivă.

Notînd cu v_1 viteza extremității superioare a pilotului după ciocnire și presupunînd că viteza de șoc se distribuie liniar pe pilot, atunci viteza v în secțiunea x a pilotului va fi dată de relația

$$v = \frac{x}{l} \cdot v_1. \tag{10}$$

Studiind energetic ansamblul pilot-vibropercutor în timpul ciocnirii avem :

$$W_1 = \frac{G_1 v_0^2}{2g}$$

energia cinetică a vibropercutorului la începutul ciocnirii

$$W_2 = \frac{G_1 v_1^2}{2g}$$

energia vibropercutorului la sfîrșitul ciocnirii :

$$W_3 = \frac{1}{6g} A \gamma_a l v_1^2$$

energia cinetică a pilotului cauzată de șoc.

Din relația energetică

$$W_1 - W_2 = W_3 \tag{11}$$

găsim

$$v_1 = \frac{v_0}{\sqrt{1 + \frac{A\gamma_a l}{3G_1}}} = \mu v_0 \tag{12}$$

unde :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{A\gamma_a l}{3G_1}}}. \tag{13}$$

Presupunerea că elementul care se înfige reprezintă un corp rigid, introduce o eroare în calculul vibrațiilor reale, eroare pe care am considerat-o mică în stabilirea vitezei de percuție a vibropercutorului și deci a capătului superior al pilotului.

Pentru calcularea solicitărilor dinamice în pilot, vom considera că secțiunea transversală a pilotului este mică în comparație cu lungimea sa și acțiunea vibropercutorului va fi considerată pentru cazul cînd ciocnește pilotul ($t=0$) și cazul cînd caută să smulgă pilotul din pămînt ($t=T/2$). Am mai neglijat și influența deformațiilor locale care apar la șoc.

Presupunînd că adeziunea dintre beton și armătură se păstrează avem :

$$\varepsilon_b = \varepsilon_f = \varepsilon = \frac{\partial u}{\partial x} \tag{14}$$

și deci forța axială în secțiunea x este

$$N_x = (E_b A_b + E_f A_f)\frac{\partial u}{\partial x} = EA\frac{\partial u}{\partial x}. \tag{15}$$

Folosind principiul lui d'Alembert ecuația de mișcare a secțiunilor pilotului este :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}; \quad a^2 = \frac{E_b A_b + E_f A_f}{\rho_b A_b + \rho_f A_f}. \tag{16}$$

Ținînd seama de faptul că pilotul a ajuns la refuz în momentul cînd căutăm solicitarea lui dinamică, presupunem că în acest caz, capătul inferior al pilotului ($x=0$) este încastrat, situație care dă cea mai mare solicitare în pilot.

Intrucît betonul are rezistență diferită la întindere și la compresiune, vom introduce pentru solicitarea la compresiune condițiile la limită

$$u(0, t)=0; \quad \frac{\partial u(l,t)}{\partial x} = \frac{G_1}{AE} + \frac{P_0\cos\varphi}{AE} \tag{17}$$

și condițiile inițiale

$$u(x, 0)=0, \quad \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = v \tag{18}$$

iar pentru solicitarea la întindere condițiile la limită

$$u(0, t)=0, \quad \frac{\partial u(l, t)}{\partial x} = \frac{P_0\cos\varphi - G_1}{AE} \tag{19}$$

și condițiile inițiale

$$u(x, 0)=0, \quad \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = 0. \tag{20}$$

In aceste condiții găsim :

$$\varepsilon_c(x,\ t)=\frac{P_0\cos\varphi+G_1}{AE}+\sum_{j=0}^{\infty}(-1)^j\left[\frac{16\,l\mu v_0}{\pi^3 a(2j+1)^3}\sin\frac{(2j+1)\pi a}{2l}t+\right.$$

$$\left.+\frac{(P_0\cos\varphi+G_1)}{\pi^2 AE(2j+1)^2}\cdot\cos\frac{(2j+1)\pi a}{2l}\right]\frac{(2j+1)\pi}{2l}\cos\frac{(2j+1)\pi}{2l}x \tag{21}$$

și

$$\varepsilon_i(x,\ t)=\frac{P_0\cos\varphi-G_1}{AE}+\sum_{j=0}^{\infty}(-1)^j\frac{4(P_0\cos\varphi-G_1)}{\pi AE(2j+1)}\cos\frac{(2j+1)\pi a}{2l}t\cos\frac{(2j+1)\pi}{2l}x. \tag{22}$$

Pentru un t dat, deformația specifică are valori extreme în punctele în care avem satisfăcută relația :

$$\frac{\partial\varepsilon}{\partial x}=0. \tag{23}$$

Adică :

$$\sin\frac{(2j+1)\pi}{2l}x=0, \tag{24}$$

și deci :

$$x=4li,\quad i=0,\ 1,\ 2,\ 3,\ \ldots \tag{25}$$

de unde reese că unul din punctele în care avem solicitarea maximă este capătul inferior încastrat al pilotului unde avem $x=0$, sau soluția absurdă $x=4l$.

Ținînd seama de relațiile (7) și (8) și presupunînd că ciocnirea este perfect elastică ($k=1$) avem :

$$v_0^1=\frac{s(1-\xi^2)+1}{2(1-\xi^2)\operatorname{ctg}\pi n\xi},\quad \varphi=0 \tag{26}$$

unde am notat cu v_0^1 viteza de șoc a vibropercutorului pentru ciocnirea perfect elastică.

Păstrînd numai cazul ciocnirii perfect elastice, ne limităm numai la primii doi termeni ai sumelor care intervin în expresiile deformațiilor specifice.

In acest caz pentru deformațiile specifice maxime din încastrare găsim expresiile aproximative :

$$\varepsilon_c^1=\frac{P_0+G_1}{AE}+0{,}9\,\mu v_0^1\sqrt{\frac{\gamma_a}{gE}} \tag{27}$$

$$\varepsilon_i^1=1{,}36\frac{P_0-G_1}{AE}. \tag{28}$$

Dacă împreună cu pilotul lucrează și alte elemente elastice legate în serie, atunci modulul de elasticitate echivalent este :

$$E_e=\frac{E}{1+\frac{E}{l}\sum\frac{l_i}{E_i}}. \tag{29}$$

MUSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

Folosind şi notaţiile :

$$A_b \cong A, \quad \eta = \frac{E_f}{E_b}, \quad \nu^0/_0 = 100\frac{A_f}{A_b}, \quad \psi_v = \sqrt{\frac{1}{1+\frac{E}{l}\sum\frac{l_l}{E_l}}} \tag{30}$$

atunci solicitările în încastrare sînt :

$$\sigma^1_{tb} = 136\frac{P_0 - G_1}{A(100+\eta\nu)} \tag{31}$$

$$\sigma^1_{tf} = 136\frac{P_0 - G_1}{A(100+\eta\nu)} \tag{32}$$

$$\sigma^1_{cb} = \frac{100(P_0+G_1)}{A(100+\eta\nu)} + 9\mu\psi_v v_0^1\sqrt{\frac{\gamma_a E_b}{g(100+\eta\nu)}} \tag{33}$$

$$\sigma^1_{cf} = \frac{100(P_0+G_1)}{A(100+\eta\nu)}\eta + 9\mu\psi_v \eta v_0^1\sqrt{\frac{\gamma_a E_b}{g(100+\eta\nu)}}. \tag{34}$$

In cazul cînd căutăm solicitarea dinamică folosind coeficientul de impact ψ_d ea este dată de

$$\sigma_d = \psi_d \sigma_s \tag{35}$$

unde :

$$\psi_d = 1 + \sqrt{1+\frac{W_s}{W_d}} \tag{36}$$

W_s — energia cinetică pe şoc ;
W_d — energia cinetică de deformaţie a pilotului sub sarcina statică

$$W_s = \frac{\mu G_1 v_0^2}{2g}$$

$$W_d = \frac{1}{2}\frac{G_1 \cdot l}{AE}\sqrt{G_1 + \frac{A\gamma_a l}{2}}$$

deci :

$$\psi_a = 1 + \sqrt{1+\frac{2\mu v_0^2 AE}{g \cdot l(2G_1 + A\gamma_a)}}. \tag{37}$$

Solicitarea din forţa dinamică este deci :

$$\sigma_d = \left[1 + \sqrt{1+\frac{(100+\eta\nu)\mu v_0^2 AE_c}{50\, gl(2G_1 + Al\gamma_a)}}\right]\sigma_s. \tag{38}$$

Forţa axială la capătul inferior al pilotului este

$$N_0 = \frac{100+\eta\nu}{100} A\sigma^1_{cb}. \tag{39}$$

Dacă notăm cu :

L — perimetrul secțiunii transversale a pilotului ;

p_f — presiunea frontală dată de teren ;

τ_d — forța de frecare specifică pe manta, atunci adîncimea maximă la care se înfige pilotul în pământ este :

$$H_{max}=\frac{P_0+G_1+0{,}09\,\mu\psi_v A v_0^1\sqrt{\frac{(100+\eta\nu)\,\gamma_a E_b}{g}}-Ap_f}{L\tau_d}. \tag{40}$$

Ca exemplu de calcul considerăm baterea unui pilot din beton armat cu un vibropercutor, avînd următoarele date :

$$A_b \cong A=625\ \text{cm}^2,\ E_b=2{,}6\cdot 10^5\ \text{kg/cm}^2,\ \eta=7{,}9$$
$$A_f=6{,}25\ \text{cm}^2,\ E_f=2{,}1\cdot 10^6\ \text{kg/cm}^2,\ \nu=1\,\%$$
$$G_1=800\ \text{kg},\ P_0=5\,000\ \text{kg},\ \gamma_a=2{,}4\ \text{kg/dm}^3$$
$$l=700\ \text{cm},\ v_0^1=170\ \text{m/s},\ \mu=0{,}83,\ n=1$$

cu aceste date găsim :

$$\sigma_{cb}^1=113\ \text{kg/cm}^2,\ \sigma_{cf}^1=892\ \text{kg/cm}^2$$
$$\sigma_{tb}=5{,}3\ \text{kg/cm}^2,\ \sigma_{tf}=41{,}8\ \text{kg/cm}^2.$$

Dacă ținem seama și de elasticitatea terenului pe care o considerăm dată de

$$C_z=40\ \text{kg/cm}^3$$

atunci :

$$\psi_v=0{,}55$$

și găsim

$$\sigma_{cb}^1=66\ \text{kg/cm}^2,\qquad \sigma_{cf}^1=520\ \text{kg/cm}^2.$$

Pentru baterea aceluiași pilot cu soneta în lucrarea [1] se determină solicitarea din încastrare dată de

$$\sigma_{so}=0{,}076\sqrt{(100+\eta\nu)\,l\gamma_0 E_b} \tag{41}$$

In cazul nostru este necesar un berbec cu greutatea de 1 000 kg care să cadă de la înălțimea de un metru în care caz solicitarea este :

$$\sigma_{so}=197\ \text{kg/cm}^2$$

iar solicitarea dinamică

$$\sigma_d=87\ \text{kg/cm}^2.$$

Reese de aici că solicitarea calculată cu coeficientul dinamic ψ_d este neacoperitoare pentru cazul vibropercuțiilor și că baterea pilotului cu vibropercuții este mai avantajoasă decît baterea cu sonetă și sub aspectul solicitărilor ce apar în pilot.

Dacă considerăm că terenul are caracteristicile

$$p_f = 3 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{și} \quad \tau_d = 3{,}5 \text{ t/m}^2$$

atunci pilotul se poate înfige pînă la adîncimea maximă

$$H_{max} = 5{,}9 \text{ m}$$

adîncime ce corespunde cu datele indicate în literatură pentru acest caz.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Gabrielescu, Studii și cercetări de mecanică aplicată, anul XIV, nr. 2, p. 447-465.
2. L. Hamburger, Gh. Buzdugan, *Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția de mașini*. Editura tehnică, 1958.
3. S. A. Taplin, *Vibroudarnie mehanizmi autotranzisdat* — Moskva, 1953.
4. S. D. Ponomarev, *Calculul modern de rezistență în construcția de mașini*.

РАСЧЕТ УСИЛЕЙ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ СВАИ ПОГРУЖЕННОЙ В ЗЕМЛЮ ВИБРОУДАРНЫМ СПОСОБОМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе производится теоретическое изучение динамических усилий, появляющихся в железобетонной свае при ее погружении в землю виброударным способом. Расматривается момент, когда свая дошла до отказа, когда усилия максимальны.

Из изучения движений между двумя последовательными ударами, учитывая (3) и (4) в начале и конце этого интервала, вытекает приблизительные максимальные значения растягивающих и сжимающих усилий, согласно отношениям (31)—(34). Максимальная глубина погружения сваи дана формулой (40).

LE CALCUL DE LA SOLLICITATION D'UN PIEU EN BÉTON ARMÉ ENFONCÉ DANS LE SOL PAR VIBROPERCUTIONS

(RÉSUMÉ)

On fait dans ce travail une étude théorique des sollicitations dinamiques qui apparaissent lors de l'enfoncement en terre, par vibropercutions, d'un pieu en béton armé.

On considère le moment on le pieu atteint le point de refus, quand les sollicitations sont au maximum.

De l'étude des nouvements entre deux chocs consécutifs, tenant compte des conditions (3) et (4) du commencement et de la fin de cette intervalle, il en resulte pour les solicitations maximales à l'extension et à la compression les valeurs approximatives données par les relations (31)—(34). La profondeur maximale à laquelle on enfonce le pieu est donnée par la formule (40).

VIBROPERCUTOR PENTRU INFIGEREA ELEMENTELOR IN PĂMINT

DE

GH. SILAȘ, M. PĂUNESCU, I. GROȘANU, L. BRINDEU, T. GLIGOR

1. INTRODUCERE

In condițiile create de regimul democrat popular, dezvoltarea impetuoasă a tuturor ramurilor economiei naționale, a ridicat și ridică în continuare o serie de probleme teoretice și practice legate de necesitățile producției. Un loc important în economia noastră îl ocupă investițiile din sectorul construcțiilor. Astfel, apariția unor mari lucrări hidrotehnice (pe Bistrița, Argeș, Dunăre etc. construcția unor mari combinate industriale (Hunedoara, Reșița, Galați, Craiova, Onești etc.), modernizarea drumurilor și căilor ferate, construcțiile de poduri și viaducte, construcția desfășurată a clădirilor de locuit etc., impun folosirea unor metode de lucru în măsură să satisfacă condiții tehnice de calitate ridicată și în timp cît mai scurt.

Dintre lucrările de construcții, executarea fundațiilor prezintă de cele mai multe ori mari dificultăți din punct de vedere tehnico-economic. Astfel, înfigerea piloților, tuburilor și palplanșelor în pămînt, constituie pentru inginer lucrări care se fac în condiții anevoioase, cu utilaje grele, cu un mare consum de energie și forță de muncă, ridicînd în mod substanțial costul construcției și întîrziind de multe ori executarea acestora.

Tehnologia înfigerii acestor elemente s-a bazat, pînă nu demult cu exclusivitate pe metoda baterii cu ciocanul. In ultima vreme [1] pentru executarea acestor lucrări s-a dezvoltat metoda vibrării, metodă ce a început să fie folosită tot mai des și pe șantierele țării noastre [3]. Folosirea vibrațiilor la înfigerea piloților și palplanșelor a reușit ca în mare parte să elimine sau să amelioreze multe iconveniente existente în vechea tehnologie a baterii, fără să ducă la o rezolvare completă a problemei.

De aceea, în căutarea celor mai adecvate procedee de înfigere, care să potată fi folosite în condițiile de șantier, s-a trecut la conceperea unui dispozitiv care să folosească atît efectul de batere cît și cel al vibrării. Utilajul conceput, studiat și executat de colectiv face obiectul lucrării de față, prezentîndu-se și cîteva din rezultatele obținute cu ocazia experimentărilor făcute.

2. VIBROPERCUTORUL EXPERIMENTAL VPE-1

Vibropercutorul experimental denumit VPE-1 a fost studiat şi executat cu scopul de a verifica eficienţa înfigerii prin vibropercuţii a tuburilor metalice şi a palplanşelor uşoare. Schema constructivă a vibropercutorului este prezentată în figura 1.

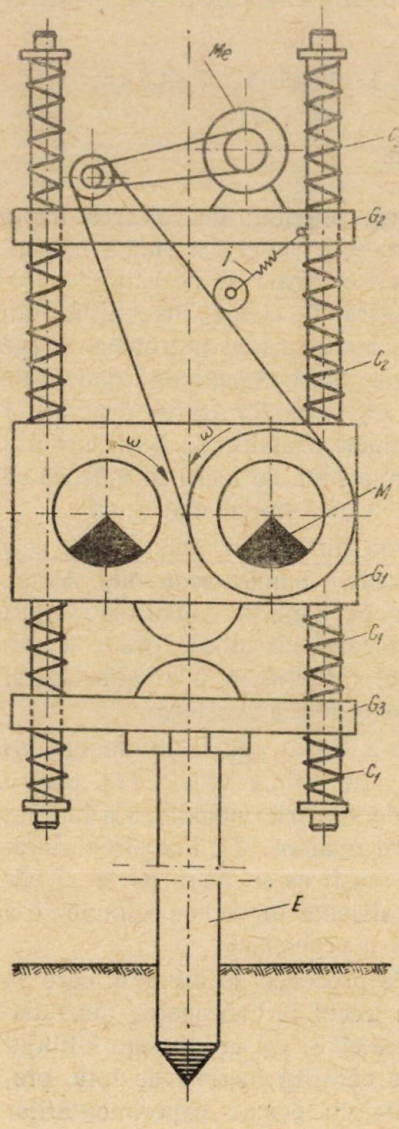


Fig. 1

El se compune din trei părţi principale :

— placa superioară suspendată pe arcuri (G_2) pe care se află fixat motorul electric (M_e),

— generatorul de vibraţii (G_1) care constituie şi masa percutantă,

— sistemul de prindere de elementul de înfipt care constituie şi nicovala (G_3).

In cele ce urmează prezentăm o succintă descriere a funcţionării vibropercutorului.

De la motorul electric montat pe placa superioară, mişcarea se transmite prin două trepte, a cîte trei curele trapezoidale, la una din axele cu excentrici a generatorului de vibraţii. Menţionăm că pentru păstrarea adeziunii dintre curea şi fuliile de transmisie, sistemul este prevăzut cu un întinzător *I*. Prin rotirea acestei axe, care este cuplată cu a doua axă cu excentrici prin roţi dinţate, excentricii se vor roti în sens contrar ceea ce va duce la anularea componentelor orizontale a forţelor centrifuge generate de masele excentrice în mişcare. In felul acesta se obţine o forţă perturbatoare a cărei intensitate depinde de frecvenţa de rotaţie şi de momentul static a maselor excentrice, obţinîndu-se astfel o mişcare oscilatorie unidimensională.

Prin oscilaţia produsă, ciocanul (masa percutantă) imprimă elementului (prin intermediul nicovalei) ciocniri periodice care contribuie îndeosebi la învingerea rezistenţelor frontale opuse de pămînt în timpul înfigerii.

Fixarea motorului electric pe o placă suspendată elastic s-a făcut folosind

arcuri a căror rigiditate a fost astfel calculată, încît practic motorul să nu sufere oscilaţii care să-i pericliteze funcţionarea sa normală. În felul acesta se evită construcţia unor motoare speciale care să reziste la vibraţii, lungind în mod substanţial „viaţa" motorului electric.

Referindu-ne la masele excentrice, trebuie să arătăm că montarea lor s-a făcut pe un sistem de resoarte care, în stare de repaus, le apropie de axa de rotaţie, permiţîndu-le depărtarea (limitată) sub efectul forţelor centrifuge în timpul mişcării de rotaţie a axelor purtătoare. În felul acesta motorul electric, care este de tip în scurt circuit (4,5 kW), poate să pornească mult mai uşor deoarece în momentul pornirii cuplul rezistent este mult redus.

Corpul generatorului de vibraţii este executat din tablă de oţel sudată pe un schelet metalic din profile laminate. Arborii cu excentrici sînt montaţi în corpul generatorului de vibraţii pe rulmenţi, fiind prevăzut un sistem de ungere cu un lubrefiant consistent. Caracteristicile tehnice de bază ale vibropercutorului VPE-1 sînt prezentate în tabela 1.

După cum rezultă din datele prezentate în tabela 1, vibropercutorul este prevăzut cu două variante pentru momentul excentricilor, cărora le corespund trei turaţii, ceea ce dă posibilitatea creării a şase valori diferite pentru amplitudinile forţelor perturbatoare ce acţionează în timpul funcţionării.

Tabela 1

	Varianta I			Varianta II		
Numărul axelor cu excentrici, buc.	2			2		
Momentul excentricilor, kgcm	162			240		
Turaţia excentricilor ($n_{1,2,3}$), rot/min	982	847	746	982	847	746
Forţa perturbatoare maximă, kg	1 720	1 230	1 016	2 538	1 891	1 442
Greutatea părţii percutante, kg	370			370		
Greutatea totală, kg	700			700		
Puterea motorului, kW	4,5			4,5		
Rigiditatea arcurilor de sub şi deasupra plăcii suspendate elastic, kg/cm	80			80		

Observaţie: Fiecare variantă I şi II se subdivide în cîte trei variante aferente celor trei turaţii ale excentricilor n_1, n_2, n_3.

3. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE

Încercările s-au făcut înfigînd ţevi metalice cu diametrul exterior 105 şi 130 mm, într-un pămînt a cărui stratificaţie este prezentată în figura 2.

Pentru ghidarea vibropercutorului şi a elementului de înfipt s-a folosit o instalaţie de macara (fig. 3, 4) acţionată de un troliu mecanizat.

Înfigerile s-au făcut prin vibropercuţie şi prin vibrare (realizată prin blocarea ciocanului pe nicovală) cu toate combinaţiile posibile între turaţiile şi momentele excentricilor menţionate în tabela 1 (6 combinaţii), înfi-

gîndu-se fiecare din cele două ţevi menţionate (Φ 105 respectiv 130) de cîte două ori fiecare.

Experimentarea a constat din ridicarea vibropercutorului la partea superioară a lumînării de ghidaj (cu ajutorul troliului mecanic), montarea uneia din ţevile menţionate (tronsonată pe lungimi de 4 m), cu ajutorul unei piuliţe olandeze şi punerea în funcţie a vibropercutorului. În timpul înfigerii s-a înregistrat durata pătrunderii ţevii pentru fiecare 0,5 m.

După înfigerea primului tronson de 4 m lungime se oprea vibropercutorul, se monta cel de al doilea tronson (prin înşurubare) şi se relua înfigerea, continuînd astfel cu 2, 3 sau 4 tronsoane, în funcţie de adîncimea maximă ce se realiza. Încercarea se repeta iar dacă rezultatele nu erau concludente (cazuri mai rare) se făcea cea de a treia încercare.

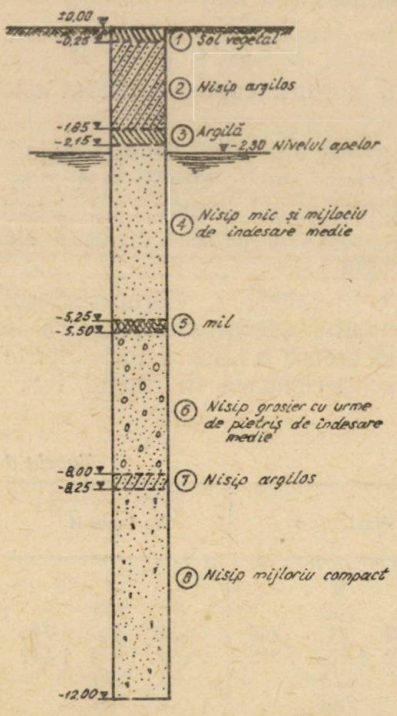


Fig. 2.

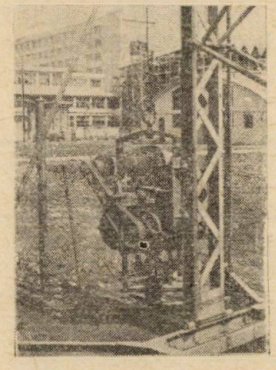


Fig. 3.

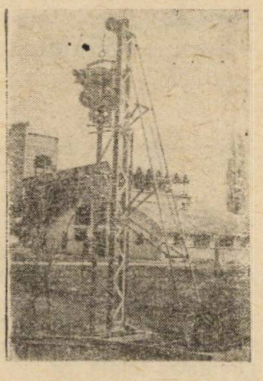


Fig. 4.

Pe baza măsurătorilor făcute prezentăm în figurile 5—10 dependenţa de timp a adîncimii de înfigere pentru cîteva cazuri, valorile prezentate fiind media înregistrărilor făcute.

Din curbele prezentate în figura 5, rezultă că pentru porţiunea pămînt argilos (0—2,15 m) viteza medie de înfigere prin vibropercuţie este de circa 1 m/min, iar cea de înfigere prin vibrare este de numai 0,27 m/min. Aceste rezultate confirmă datele din literatura tehnică [2], care arată eficienţa sporită a vibropercuţiilor în argile faţă de înfigerea cu vibraţii.

În continuare se observă că pentru a ajunge la cota de 7,5 m prin vibropercuţie au fost necesare 1 000 sec., iar prin vibrare 1 900 sec., adică viteză medie de înfigere aproape dublă.

În experienţele prezentate în figura 6, s-a redus turaţia excentricilor de la 982 la 847 rot/min păstrînd momentul excentricilor (162 kgcm). Astfel s-a micşorat forţa perturbatoare de la amplitudinea 1 720 kg, la

1 230 kg. Prin această reducere s-a micșorat factorul $\eta = \frac{P_0}{G}$ [3] de la 2,45 la 1,75, ceea ce a dus la reducerea considerabilă a vitezei, respectiv a adîncimii de înfigere prin vibrare ajungîndu-se numai la adîncimea de 3 m, deși vibratorul a funcționat 1 100 sec. (curba *1*).

Continuînd înfigerea acestei țevi prin vibropercuție, s-a ajuns de la adîncimea de 3 m la 7,8 m în 600 sec.

Înfigînd de la început același element prin vibropercuție, s-a realizat adîncimea de 7 m în 950 sec.

Și din aceste experiențe a rezultat eficiența tehnică sporită a vibropercuțiilor.

Figura 7 ne arată că din cele trei turații disponibile în experimentare, înfigerea maximă de 13 m s-a obținut cu 847 rot/min, care este optimă pentru acest caz.

Figura 7 și 8 pun în evidență și influența momentului excentricilor asupra înfigerii prin vibropercuții. Astfel, cu momentul excentricilor de 240 kgcm s-a ajuns pînă la adîncimea de 13,5 m (fig. 8) cu o viteză medie dublă față de cazul cînd momentul excentricilor a fost de 162 kgcm (fig. 7), fără să se fi ajuns la adîncimea maximă de înfigere.

Aceleași rezultate sînt puse în evidență în figurile 9 și 10.

4 CONCLUZII

Pe baza cercetărilor făcute asupra mașinilor vibropercutoare și din prezentarea unor rezultate experimentale de înfigere a elementelor, se desprind unele concluzii dintre care menționăm :

— Vibropercutoarele sînt mașini de construcții simplu de proiectat și realizat.

— Folosirea vibropercutoarelor este mai productivă decît a vibratoarelor prinse rigid de elementul de înfipt.

— Momentul și frecvența de rotație a excentricilor joacă un rol important în determinarea efectului vibropercuției la înfigerea elementelor, ceea ce impune un studiu amănunțit.

— Vibropercutorul experimentat prezintă avantaje deosebite față de vibropercutoarele existente, deoarece protejează motorul de efectul dăunător al vibrațiilor.

Folosind rezultatele înfigerii țevilor metalice menționate s-a trecut la aplicarea practică a acestora în sensul experimentării înfigerii piloților din beton armat (cu T.R.C.-Banat), la forări geotehnice (cu I.S.P. București) etc.

Rezultatele obținute pînă în prezent ne duc la concluzia că metoda poate fi extinsă și la alte lucrări de fundații, cum ar fi înfigeri și smulgeri de filtre aciculare, țevi de injecții, traversări de conducte pe sub patul șoselelor etc.

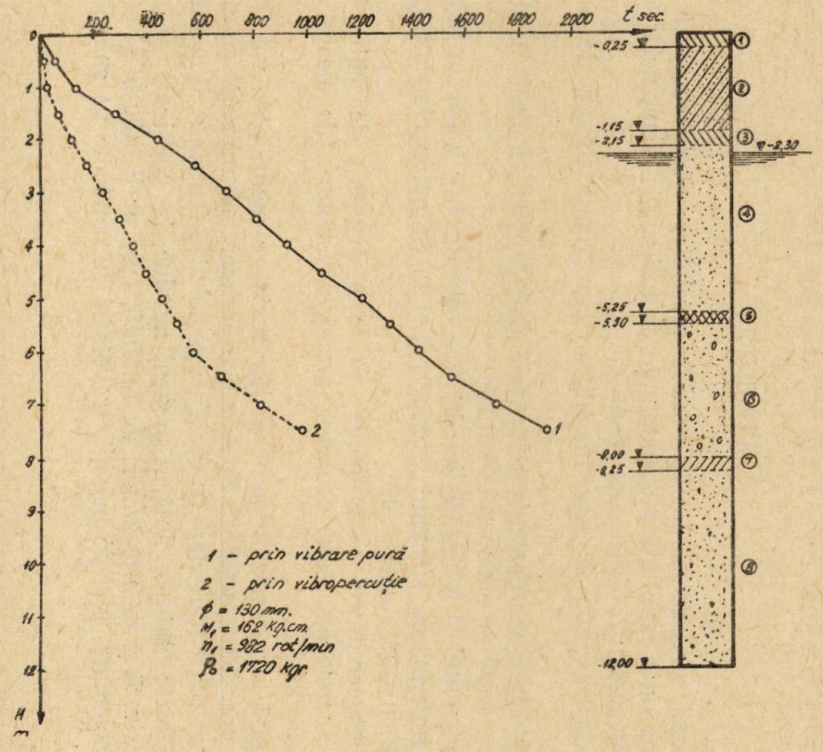

200
400
600
800
1000
1200
1400
1600
1800
2000
t sec.
H m
-0,25
-1,15
-2,15
-2,30
-5,25
-5,50
-9,00
-9,25
-12,00
1
2
1 – prin vibrare pură
2 – prin vibropercuție
ϕ = 130 mm.
M1 = 162 kg.cm
n1 = 982 rot/min
P0 = 1720 kgr

Fig. 5.

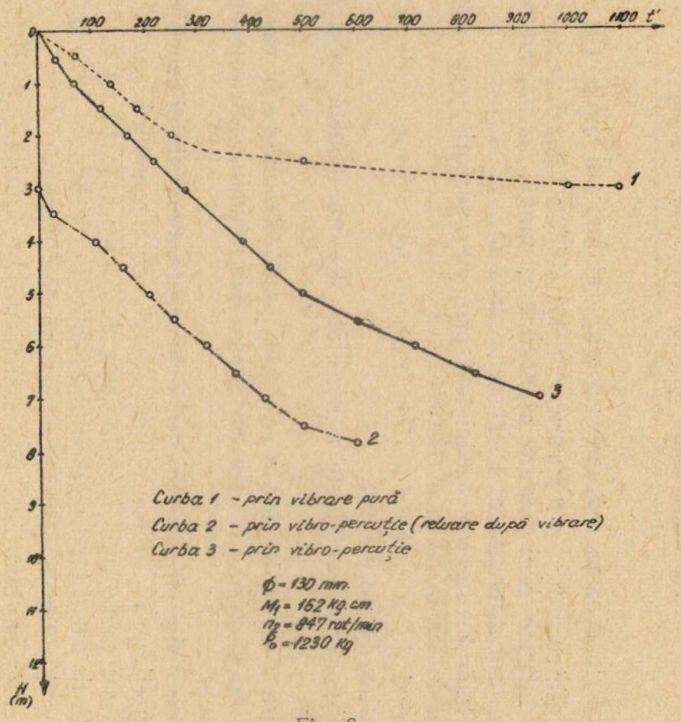

100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
1100
t'
H (m)
1
2
3
Curba 1 – prin vibrare pură
Curba 2 – prin vibro-percuție (refuzare după vibrare)
Curba 3 – prin vibro-percuție
ϕ = 130 mm.
M1 = 162 kg.cm
n2 = 847 rot/min
P0 = 1230 kg

Fig. 6.

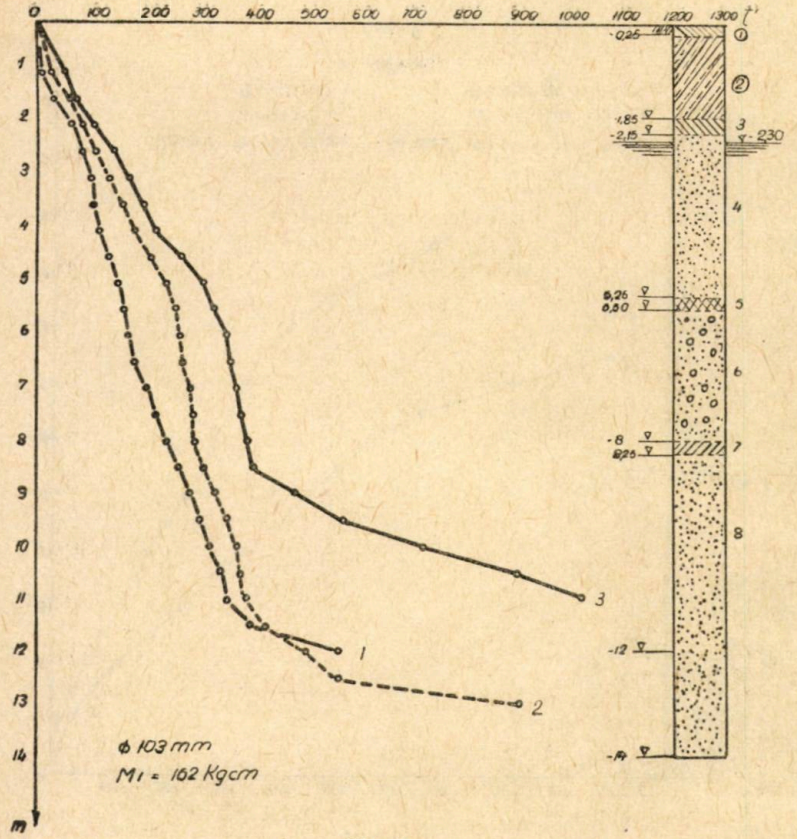

0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 t'
m
-0,25
-1,85
-2,15
-2,30
-5,25
-5,50
-8
-8,25
-12
-14
1
2
3
ϕ 103 mm
M1 = 162 Kgcm

Fig. 7.

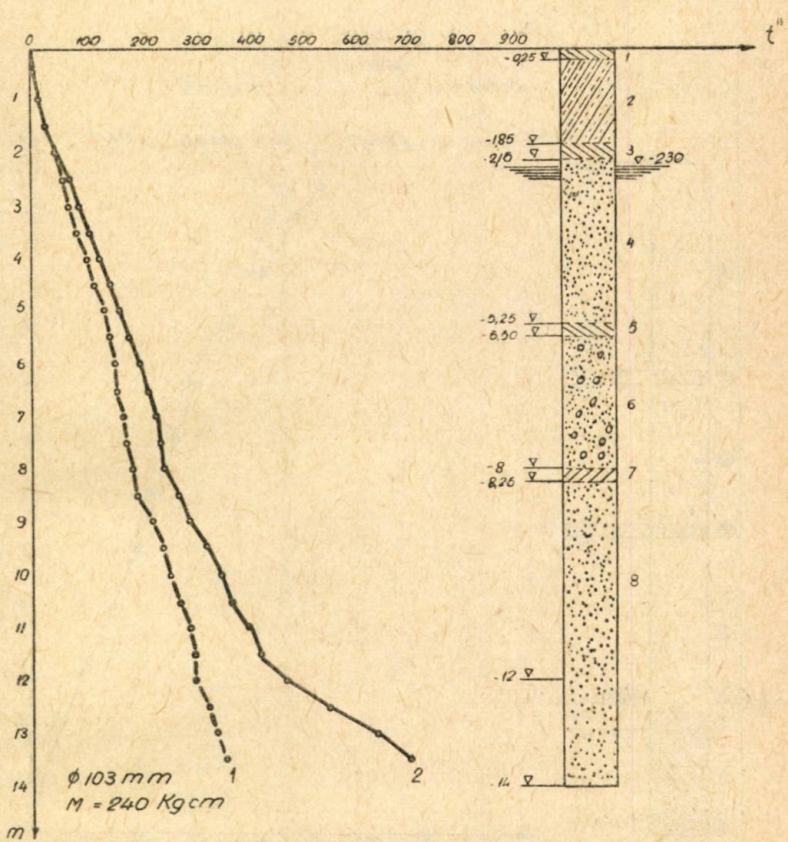

0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 t''
m
-0,25
-1,85
-2,15
-2,30
-5,25
-5,50
-8
-8,25
-12
-14
1
2
ϕ 103 mm
M = 240 Kgcm

Fig. 8.

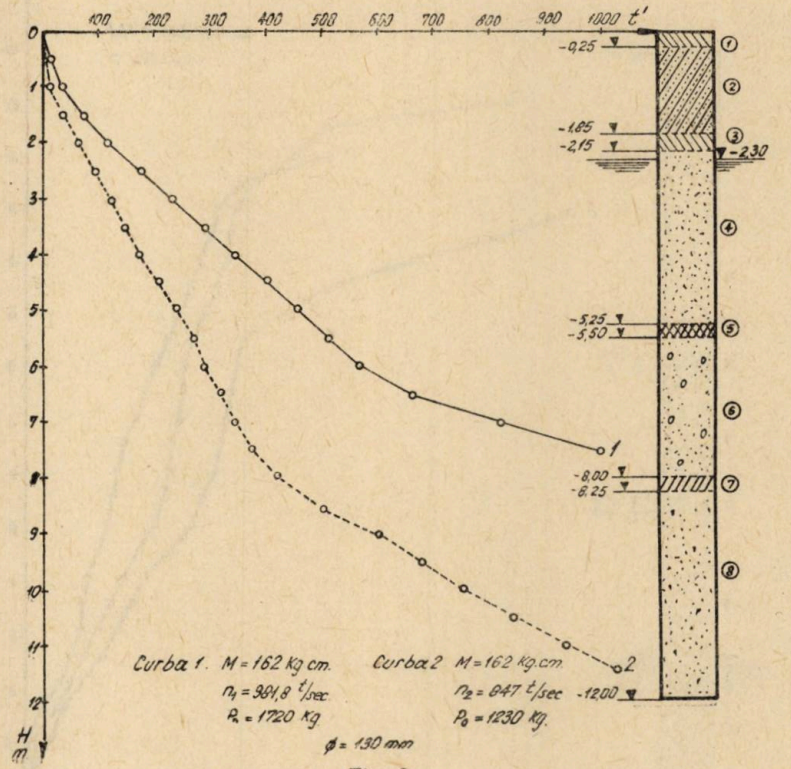

100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 t'
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12
H m
-0,25
-1,85
-2,15
-2,30
-5,25
-5,50
-8,00
-8,25
-12,00
1 2 3 4 5 6 7 8
Curba 1. M = 162 Kg cm. n1 = 381,8 t/sec. P1 = 1720 Kg.
Curba 2 M = 162 Kg cm. n2 = 847 t/sec P0 = 1230 Kg.
ϕ = 130 mm

Fig. 9.

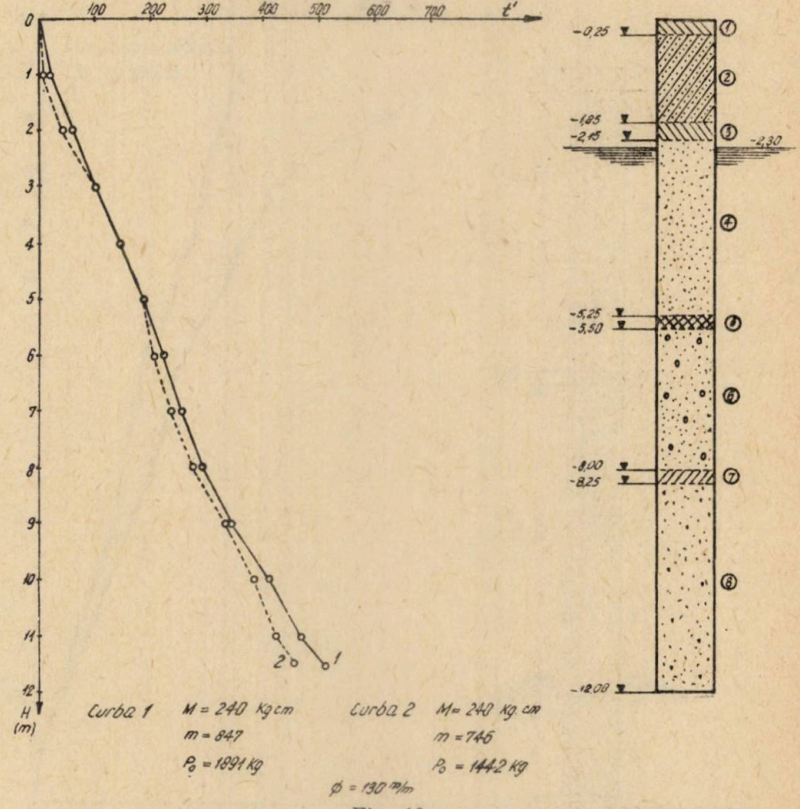

100 200 300 400 500 600 700 t'
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12
H (m)
-0,25
-1,85
-2,15
-2,30
-5,25
-5,50
-8,00
-8,25
-12,00
1 2 3 4 5 6 7 8
Curba 1 M = 240 Kg cm m = 847 P1 = 1891 Kg
Curba 2 M = 240 Kg cm m = 746 P0 = 1442 Kg
ϕ = 130 m/m

Fig. 10.

BIBLIOGRAFIE

1. Barkan D. D., *Vibrometod v stroitelstve,* Gosstroizdat Moskva, 1959.
2. Taplin A., *Vibroudarnie mehanizmi,* Avtotranzisdat, Moskva, 1953.
3. Păunescu M., Înfigerea piloților și palplanșelor prin vibrare, stabilirea parametrilor și domeniului de folosință a vibratorului, Hidrotehnica nr. 5, 1963.

ВИБРОУДАРНЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ПОГРУЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ В ГРУНТ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривался и был сконструирован виброударный механизм с двумя степенями свободы.

Электрический двигатель установлен на верхней плите (рис. 1), подпружиненной таким образом, чтобы вибрации не передавались к двигателю.

Из опытных исследований вытекает следующее :

— Виброудары имеют большую эффективность по отношению к вибрациям (повышенная скорость и глубина погружения).

— На рис. 7, 8, 9, 10 показанно влияние параметров виброударника на погружение.

VIBROPERCUTEUR POUR LA PLANTATION DES ELEMENTS DANS LE SOL

(RÉSUMÉ)

On a étudié et exécuté un vibropercuteur ayant deux degrés de liberté. Le moteur électrique a été placé sur la plaque supérieure G_1 fig. 1, suspendue élastiquement sur des ressorts calculés de manière que la moteur ne soit pas soumis aux vibrations.

Des essais expérimentaux il résulte que :

— Les vibropercussions ont une efficacité accrue par raport aux vibrations (vitesse et profondeur de plantation beaucoup plus grandes).

— Les figures 7, 8, 9, 10 présentent l'influence des paramètres du vibropercuteur sur la plantation des éléments.

PERCUȚII APLICATE CORPULUI RIGID LIBER *

DE

GH. SILAȘ, L. BRINDEU, H. KLEPP

1. Cîteva proprietăți și interpretări geometrice ale mișcării ce rezultă în urma aplicării unei percuții asupra corpului rigid liber se găsesc în lucrările [1] și [2].

De asemenea în [8] se studiază o problemă care se referă la mișcarea unei bare libere atunci cînd într-o extremitate, perpendicular pe ea, acționează o percuție. Pentru studiul acestei probleme se folosește principiul lui d'Alembert determinîndu-se centrul de rotație pe bară.

In prezenta lucrare ne propunem să studiem cazul cînd aplicăm corpului rigid liber în repaus un sistem de percuții, iar mișcarea rezultantă este de rotație. Dacă corpul rigid nu este în repaus în momentul aplicării percuțiilor, atunci toate rezultatele rămîn valabile și se vor referi numai la mișcarea suplimentară obținută.

In toată lucrarea vom considera că axele de coordonate sînt axele principale de inerție relative la centrul de greutate.

2. Să presupunem că asupra corpului rigid liber acționează un sistem de percuții a cărui torsor de reducere în raport cu centrul de greutate, scris sub formă matricială, este

$$\mathfrak{L} = \left\| \begin{matrix} P \\ L \end{matrix} \right\|$$

care cu ajutorul torsorului minimal poate fi scris sub forma

$$\mathfrak{L} = \left\| \begin{matrix} P \\ (pE+r)P \end{matrix} \right\|$$

unde:

$$P = \left\| \begin{matrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{matrix} \right\|, \quad L = \left\| \begin{matrix} L_x \\ L_y \\ L_z \end{matrix} \right\|, \quad r = \left\| \begin{matrix} 0 & -z & y \\ z & 0 & -x \\ -y & x & 0 \end{matrix} \right\|.$$

Aici $P_x, P_y, P_z, L_x, L_y, L_z$, sînt proiecțiile rezultantei și momentului rezultant al sistemului de percuții, iar x, y, z sînt coordonatele unui punct

---

* Lucrarea prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

curent de pe axa centrală a percuțiilor. E este matricea unitate de ordinul 3, p pasul sistemului de percuții presupunînd $\bar{P} \neq 0$.

Vom reduce mișcarea rezultantă în raport cu centrul de greutate. Vom scrie matricea vitezelor :

$$W = \left\| \begin{matrix} \omega \\ v_G \end{matrix} \right\|$$

unde :

$$\omega = \left\| \begin{matrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{matrix} \right\| \quad \text{și} \quad v_G = \left\| \begin{matrix} v_{Gx} \\ v_{Gy} \\ v_{Gz} \end{matrix} \right\|.$$

Aplicînd teoremele generale ale percuțiilor [3] obținem :

$$\mathfrak{F} W = \mathfrak{Q} \tag{1}$$

unde prin $\mathfrak{F}$ am notat matricea de inerție de ordinul 6 a corpului avînd, în general, expresia

$$\mathfrak{F} = \left\| \begin{matrix} S & mE \\ I & -S \end{matrix} \right\| \tag{2}$$

m este masa corpului, S și I matricile momentelor statice și a momentelor de inerție

$$S = \left\| \begin{matrix} 0 & \int z dm & -\int y dm \\ -\int z dm & 0 & \int x dm \\ \int y dm & -\int x dm & 0 \end{matrix} \right\|, \quad I = \left\| \begin{matrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yz} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{matrix} \right\| \tag{3}$$

Față de sistemul de referință ales, expresia acestor matrici se simplifică. Matricea S este nulă. Dacă notăm cu a, b, c razele de inerție față de axele de coordonate (axe centrale principale de inerție), atunci pentru matricea I obținem :

$$I = \left\| \begin{matrix} ma^2 & 0 & 0 \\ 0 & mb^2 & 0 \\ 0 & 0 & mc^2 \end{matrix} \right\|.$$

Matricea de inerție va fi :

$$\mathfrak{F} = \left\| \begin{matrix} 0 & mE \\ I & 0 \end{matrix} \right\|. \tag{2'}$$

Pentru a găsi W, înmulțim relația (1) cu matricea inversă $\mathfrak{F}^{-1}$ și găsim :

$$W = \mathfrak{F}^{-1} \mathfrak{Q}. \tag{4}$$

Folosind submatricile vom avea :

$$v_G = \frac{1}{m} EP, \quad \omega = I^{-1}(pE+r)P \tag{5}$$

unde I^{-1} este matricea inversă a momentelor de inerție :

$$I^{-1} = \frac{1}{m} \begin{Vmatrix} \frac{1}{a^2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{b^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{c^2} \end{Vmatrix}. \tag{6}$$

Cu ajutorul relațiilor (5) am redus mișcarea în centrul de greutate.

In mișcarea rezultantă, viteza $\bar{v}_G$ a centrului de greutate depinde numai de rezultanta percuțiilor date (este proporțională, paralelă și de același sens cu $\bar{P}$), independentă de poziția axei centrale și de pasul p a sistemului de percuții.

In cazul particular $\bar{P}=0$ și $\bar{L}\neq 0$ (aici nu putem scrie $L=(pE+r)P$) vom obține $\bar{v}_G=0$, adică mișcarea rezultantă va fi o rotație în jurul centrului de greutate. In acest caz vom avea :

$$\omega = I^{-1}L$$

de unde rezultă :

$$\omega_x = \frac{L_x}{ma^2}, \quad \omega_y = \frac{L_y}{mb^2}, \quad \omega_z = \frac{L_z}{mc^2}.$$

Se vede că, în general, $\bar{\omega}$ nu este colinear cu $\bar{L}$. Dacă $\bar{L}$ este paralel cu o axă principală de inerție atunci și viteza unghiulară va fi paralelă cu această axă.

3. In cele ce urmează vom considera că avem $\bar{P}\neq 0$. Cu ajutorul relațiilor (5) putem scrie sub formă matricială viteza unui punct oarecare $M(X,Y,Z)$ din corp :

$$v = v_G - \mathfrak{R}\omega \tag{7}$$

unde :

$$\mathfrak{R} = \begin{Vmatrix} 0 & -Z & Y \\ Z & 0 & -X \\ -Y & X & 0 \end{Vmatrix}.$$

Ținînd seama de expresiile lui v_G și ω vom avea

$$mv = \Pi P \tag{8}$$

unde

$$\Pi = E - m\mathfrak{R}I^{-1}(pE+r). \tag{9}$$

Cu ajutorul ecuației (8) putem scrie proiecțiile vitezei pe sistemul de axe. In acest mod se pot stabili și formulele din lucrarea [2], prin care se determină viteza punctului de aplicație $A(x, y, z)$ a percuției unice $\overline{P}$. Pentru aceasta vom face în formulele de mai sus $\mathfrak{R}=r$ și $p=0$.

4. Viteza unghiulară de rotație ω se determină din ultima din ecuațiile (5). Condiția ca mișcarea rezultantă să fie o rotație pură este ca matricile v_G^* și ω să fie divizori ai lui zero, adică

$$v_G^*\omega=0$$

(v_G^* este matricea transpusă matricii v_G).

Ținînd seama de prima din ecuațiile (5) această condiție se scrie:

$$P^*\omega=0.$$

Inlocuind valoarea (5) a matricii ω, găsim următoarea condiție ce trebuie să fie verificată pentru ca mișcarea rezultantă să fie o rotație pură

$$P^*I^{-1}(pE+r)P=0. \tag{10}$$

Această condiție o vom numi condiție de existență a rotației pure. Un alt sistem de percuții, cu aceeași axă centrală și cu același pas (r și p aceleași) va verifica de asemenea condiția (10), independent de valoarea rezultantei $\overline{P}$. Și în acest caz mișcarea rezultantă va fi o rotație pură.

Analitic condiția (10) se scrie:

$$a^2(b^2-c^2)xP_yP_z+b^2(c^2-a^2)yP_xP_z+c^2(a^2-b^2)zP_xP_y+$$
$$+p(b^2c^2P_x^2+c^2a^2P_y^2+a^2b^2P_z^2)=0. \tag{10'}$$

5. Să considerăm sisteme ce au aceeași direcție $\overline{P}$ a axelor centrale a percuțiilor (de parametri directori P_x, P_y, P_z). Locul geometric al acestor axe, pentru ca mișcarea rezultantă să fie rotație pură, va fi un plan de ecuație (10'), care depinde de pasul p. Pentru diferite valori ale pasului p, planele corespunzătoare sînt paralele între ele. In cazul percuției unice, acest loc geometric trece prin centrul de greutate și se obține din (10') făcînd $p=0$.

Dacă pentru direcția dată a axei centrale a percuțiilor coeficienții lui x, y, z sînt simultan nuli adică avem

$$(b^2-c^2)P_yP_z=0,\quad (c^2-a^2)P_xP_z=0,\quad (a^2-b^2)P_xP_y=0,$$

rotații unică nu se poate obține decît cu un sistem de percuții cu pasul $p=0$. Axa centrală a percuțiilor poate fi orice dreaptă paralelă cu direcția dată. Așa este de exemplu cazul cînd direcția dată este paralelă cu una din axele centrale principale de inerție etc.

Presupunînd cunoscut un punct $A(x, y, z)$ al axei centrale și direcția ei putem face întotdeauna să avem o mișcare de rotație pură. Pentru aceasta vom lua sistemul de percuții în așa fel încît pasul p să aibe valoarea ce rezultă prin rezolvarea ecuației (10').

Să considerăm acum sisteme de percuții a căror axe centrale trec prin același punct $A(x, y, z)$. Locul geometric al acestor axe, pentru ca mișcarea rezultantă să fie rotație pură, este un con cu vîrful A a cărui ecuație se obține din (10′) înlocuind P_x, P_y, P_z prin $X-x$, $Y-y$, $Z-z$, adică

$$a^2(b^2-c^2)(xYZ+Xyz)+b^2(c^2-a^2)(XyZ+xYz)+c^2(a^2-b^2)(XYz+xyZ)+$$
$$+p[b^2c^2(X-x)^2+c^2a^2(Y-y)^2+a^2b^2(Z-z)^2]=0. \qquad (10'')$$

$N(X, Y, Z)$ este un punct curent pe con. Acest con depinde de pasul p.

Din cele de mai sus rezultă că prin introducerea pasului p posibilitățile de existență a mișcărilor de rotații pure s-au mărit.

Deoarece matricile P^* și ω sînt divizori ai lui zero, rezultă că în cazul existenței rotației pure, axa de rotație va fi perpendiculară pe percuția rezultantă $\overline{P}$.

6. Să ne ocupăm acum de direcția axelor de rotație $\overline{\omega}$ (de parametrii directori ω_x, ω_y, ω_z). Ecuațiile

$$\omega^*P=0, \quad I\omega=(pE+r)P$$

le vom scrie analitic. Vom avea :

$$\begin{aligned}
\omega_xP_x+\omega_yP_y+\omega_zP_z&=0\\
pP_x-zP_y+yP_z&=ma^2\omega_x\\
zP_x+pP_y-xP_z&=mb^2\omega_y\\
-yP_x+xP_y+pP_z&=mc^2\omega_z.
\end{aligned}$$

Acest sistem de patru ecuații cu trei necunoscute P_x, P_y, P_z trebuie să fie compatibil. Va trebui să avem :

$$\begin{vmatrix} \omega_x & \omega_y & \omega_z & 0\\ p & -z & y & a^2\omega_x\\ z & p & -x & b^2\omega_y\\ -y & x & p & c^2\omega_z \end{vmatrix}=0. \qquad (11)$$

Înlocuind în această ecuație ω_x, ω_y, ω_z prin X, Y, Z (coordonatele unui punct curent) obținem o suprafață pe care este situată direcția axei de rotație în cazul mișcării de rotație pure :

$$\begin{vmatrix} X & Y & Z & 0\\ p & -z & y & a^2X\\ z & p & -x & b^2Y\\ -y & x & p & c^2Z \end{vmatrix}=0 \qquad (11')$$

Această suprafață este un con cu vîrful G, care depinde atît de pasul p cît și de punctul $A(x, y, z)$ de pe axa centrală a percuțiilor.

Am arătat anterior că axa rotației pure este perpendiculară pe axa centrală a percuțiilor. De aceea direcția axei de rotație se va găsi la intersecția conului (11′) cu planul

$$XP_x+YP_y+ZP_z=0. \tag{12}$$

In cele expuse mai sus, s-a stabilit corespondența dintre axele centrale a percuțiilor și direcțiile respective ale axelor de rotație. De exemplu, cunoscînd punctul $A(x, y, z)$ și direcția percuției, se determină p, așa cum s-a arătat în § 5. In acest fel suprafețele (11′) și (12) sînt complet cunoscute. Cu ajutorul lor determinăm direcția axei de rotație corespunzătoare.

Dacă se cunoaște punctul $A(x, y, z)$ și pasul p, axele centrale ale percuțiilor vor trebui să fie situate pe conul (10″). Fiecărei generatoare a acestuia (axă centrală a percuțiilor) îi va corespunde o generatoare a conului (11′) (direcția axei de rotație pure), cele două generatoare sînt perpendiculare între ele.

7. Fiind date sistemul de percuții ce verifică condiția de existență (10′), am arătat că avem o rotație unică și că direcția axei de rotație este determinată. Urmează să stabilim poziția axei de rotație. Pentru aceasta vom căuta în corp punctele $M(X, Y, Z)$ de viteză nulă. Va trebui să avem:

$$mv=\Pi P=0.$$

Analitic această condiție se scrie:

$$\begin{aligned}
&\left(1+\frac{yY}{c^2}+\frac{zZ}{b^2}\right)P_x+\left(-\frac{xY}{c^2}+\frac{pZ}{b^2}\right)P_y+\left(-\frac{xZ}{b^2}-\frac{pY}{c^2}\right)P_z=0\\
&\left(-\frac{yX}{c^2}-\frac{pZ}{a^2}\right)P_x+\left(1+\frac{xX}{c^2}+\frac{zZ}{a^2}\right)P_y+\left(-\frac{yZ}{a^2}+\frac{pX}{c^2}\right)P_z=0\\
&\left(\frac{zX}{b^2}+\frac{pY}{a^2}\right)P_x+\left(-\frac{zY}{a^2}+\frac{pX}{b^2}\right)P_y+\left(1+\frac{xX}{b^2}+\frac{yY}{a^2}\right)P_z=0.
\end{aligned} \tag{13}$$

Sistemul fiind omogen în P_x, P_y, P_z, cu soluții nu toate nule, determinantul sistemului (determinantul matricei Π), este egal cu zero, adică vom avea:

$$f(X, Y, Z, x, y, z)+pg(X, Y, Z, x, y, z)+p^2h(X, Y, Z)=0 \tag{14}$$

unde

$$\begin{aligned}
f(X, Y, Z, x, y, z)&=a^2X^2x^2+b^2Y^2y^2+c^2Z^2z^2+(a^2+b^2)XYxy+\\
&+(b^2+c^2)YZyz+(c^2+a^2)ZXzx+a^2(b^2+c^2)Xx+b^2(c^2+a^2)Yy+\\
&+c^2(a^2+b^2)Zz+a^2b^2c^2.\\
g(X, Y, Z, x, y, z)&=(b^2-c^2)YZx+(c^2-a^2)ZXy+(a^2-b^2)XYz\\
h(X, Y, Z)&=a^2X^2+b^2Y^2+c^2Z^2.
\end{aligned}$$

Pe suprafața (14) se va găsi axa de rotație. In raport cu X, Y, Z această suprafață este o cuadrică riglată. Pentru cazul percuției unice ($p=0$) avem un paraboloid hiperbolic.

Relația (14) fiind verificată, sistemul (13) se reduce la două ecuații, care în raport cu X, Y, Z sînt ecuațiile axei de rotație. Ele pot fi puse și sub forma :

$$\frac{X-x_0}{\omega_x}=\frac{Y-y_0}{\omega_y}=\frac{Z-z_0}{\omega_z} \tag{15}$$

$$x_0=\frac{P_y}{m\omega_z},\quad y_0=-\frac{P_x}{m\omega_z},\quad z_0=0$$

(ω_x, ω_y, ω_z se determină din relațiile (5)).

Cînd asupra corpului acționează un sistem de percuții ce verifică condiția (10′) axa de rotație corespunzătoare are ecuația (15), fiind una din generatoarele cuadricei (14).

Să considerăm acum diferite sisteme de percuții cu același pas p, axele centrale corespunzătoare trecînd prin același punct $A(x, y, z)$. În condițiile porblemei, aceste axe vor fi situate pe conul (10″). Direcțiile axelor de rotație corespunzătoare vor fi situate pe conul (11′), iar axele de rotație pe cuadrica (14).

Ecuației (14) i se poate da o dublă interpretare. În primul rînd, cum am văzut mai sus, considerînd toate sistemele de percuții cu același pas p și cu axele centrale concurente în punctul $A(x, y, z)$, ecuația (14), considerată în raport cu X, Y, Z, va reprezenta locul geometric al axelor de rotație corespunzătoare.

Să considerăm, acum, toate sistemele de percuții, cu același pas p, pentru care să rezulte axe de rotație care să treacă prin același punct $B(X, Y, Z)$. În acest caz ecuația (14), considerată în raport cu x, y, z va reprezenta locul geometric al punctelor $A(x, y, z)$ de pe axele centrale ale sistemelor de percuții, adică chiar locul geometric al acestor axe. În raport cu x, y, z această suprafață reprezintă un paraboloid hiperbolic.

8. Aplicații.

I. Axa centrală a percuțiilor trece printr-un punct $A(x_A, y_A, z_A)$ dat. În ce condiții este posibil ca axa de rotație corespunzătoare să treacă printr-un punct $B(x_B, y_B, z_B)$ dat.

Sistemul de percuții va trebui să aibe un pas p care să verifice ecuația dedusă din (14):

$$f(X_B, Y_B, Z_B, x_A, y_A, z_A)+pg(X_B, Y_B, Z_B, x_A, y_A, z_A)+$$

$$+p^2h(X_B, Y_B, Z_B)=0.$$

Problema nu este posibilă dacă $g^2-4fh<0$. Dacă $g^2-4fh\geqslant 0$ vom obține, pentru pasul p, două valori p_1 și p_2 sau una singură.

Odată p determinat, axa de rotație va fi generatoarea ce trece prin punctul B a cuadricei următoare :

$$f(X, Y, Z\cdot x_A, y_A, z_A)+pg(X, Y, Z, x_A, y_A, z_A)+p^2h(X, Y, Z)=0$$

Axa centrală a percuțiilor corespunzătoare axei de rotație determinată, va fi generatoarea ce trece prin A a următoarea cuadrici:

$$f(X_B, Y_B, Z_B, x, y, z)+pg(X_B, Y_B, Z_B, x, y, z)+p^2 h(X_B, Y_B, Z_B)=0.$$

Această dreaptă mai este și generatoarea conului (10″) perpendicular pe axa de rotație determinată.

Se observă din nou că prin introducerea sistemului de percuții, cu pasul p, posibilitățile de existență au crescut. Pentru $p=0$ problema nu era posibilă decît dacă

$$f(X_B, Y_B, Z_B, x_A, y_A, z_A)=0$$

ceea ce este mult mai restrictiv.

II. Vom folosi rezultatele obținute în prezenta lucrare, pentru a deduce unele concluzii din lucrările anterioare [4—7].

Presupunem că un corp dat cu punctul fix $O(X, Y, Z)$, în momentul aplicării percuțiilor are viteza unghiulară de rotație u. Sistemul de percuții aplicat va produce o mișcare suplimentară, iar în punctul O vor acționa percuții de legătură. Acestea vor fi nule numai dacă mișcarea suplimentară va fi o rotație pură cu axa trecînd prin O. Pentru aceasta, parametrul p și axele centrale ale percuțiilor, vor trebui să verifice ecuația (14), concluzie găsită și în lucrările anterioare.

Cînd corpul are două puncte fixe $O_1(X_1, Y_1, Z_1)$ și $O_2(X_2, Y_2, Z_2)$ pentru a nu avea percuții de legătură va trebui ca mișcarea suplimentară să fie o rotație pură în jurul axei de rotație O_1O_2. Fiecare din punctele O_1 și O_2 vor verifica ecuația (14)

$$f(X_1, Y_1, Z_1, x, y, z)+pg(X_1, Y_1, Z_1, x, y, z)+p^2h(X_1, Y_1, Z_1)=0$$

$$f(X_2, Y_2, Z_2, x, y, z)+pg(X_2, Y_2, Z_2, x, y, z)+p^2h(X_2, Y_2, Z_2)=0$$

Axa de percuție va fi la intersecția acestor paraboloizi. Dar curba de intersecție este o dreaptă numai pentru o anumită valoare a lui p ceea ce înseamnă că în cazul corpului cu axă fixă avem o condiție de existență, concluzie stabilită și anterior.

III. In [8] pag. 306 s-a rezolvat, cu ajutorul forțelor de inerție, folosind principiul lui d'Alembert, următoarea problemă: Să se determine punctul în jurul căruia se va roti o bară liberă în repaus de lungime l, asupra căreia acționează la una din extremități, perpendicular pe bară, o percuție $\bar{P}$.

Vom rezolva această problemă cu metodele de mai sus. Axele le alegem astfel: axa Gx de-a lungul barei, axa Gy paralelă cu percuția. Vom avea:

$$I_x=ma^2\neq 0, \quad I_y=I_z=\frac{ml^2}{12}$$

$$A\left(\frac{l}{2}, 0, 0\right), \quad p=0, \quad P_x=0, \quad P_y=P, \quad P_z=0.$$

Condiția (10′) este verificată. Mișcarea va fi rotație pură. Viteza unghiulară de rotație se determină cu ecuația (5). Vom avea

$$\omega_x=0, \quad \omega_y=0, \quad \omega_z=\frac{6P}{ml}.$$

Rezultă că axa de rotație este perpendiculară pe planul determinat de bară și percuție. Cu ajutorul ecuațiilor (13) găsim ecuațiile axei de rotație :

$$X=-\frac{l}{6}, \quad Y=0$$

Ecuația cuadricei (14) devine în acest caz :

$$\left(X+\frac{l}{6}\right)^2=0$$

conținînd axa de rotație de mai sus.

BIBLIOGRAFIE

1. Routh E. I., *Die Dynamik der Systeme starrer Körper*. Leipzig, Germania, 1898, v. 1, B. G. Teubner.
2. Gheronimus Ia. L., Prikladnaia matematica i mehanika, Moskva, SSSR, 1950, tom 14, nr. 3.
3. Racher W., Österreichisches Ingenieur Archiv, Wien, Austria, 1955, vol. IX, fasc. 1.
4. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Bul. șt. și tehnic I.P.T., Timișoara, Romînia, 1959, tom. 4 (18), pp. 197—201.
5. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Bul. șt. și tehn. I.P.T. Timișoara, Romînia, 1961, tom. 6 (20), fasc. I, pp. 19—25.
6. Silaș Gh., Rădoi M., Groșanu I., Brîndeu L., Bul. șt. și tehn. I.P.T., Timișoara, Romînia, 1961, tom. 6 (20), fasc. 1, pp. 27—31.
7. Silaș Gh., Brîndeu L., Groșanu I., Bul. șt. și tehn. I.P.T., Timișoara, Romînia, tom. 9, fasc. 2.
8. Föppl A., *Technische Mechanik*, Leipzig-Berlin, Germania, 1933, v. 4, B. G. Teubner.
9. Vîlcovici V., Bălan Șt., Voinea R., *Mecanica teoretică*, București, Romînia, Ed. tehnică, 1959.
10. Stoenescu A., Silaș Gh., *Mecanică teoretică*, București, Romînia, Ed. did. și pedagogică, 1963.

УДАРЫ ПРИЛАГАЕМЫЕ ТВЕРДОМУ ТЕЛУ В СВОБОДНОМ СОСТОЯНИИ

(РЕЗЮМЕ)

К свободному телу в состоянии покоя прилагается система ударов. Рассматривается случай когда движение является вращательным, устанавливая соотношение между центральными осями ударных систем и осями вращения.

Условия существования задачи выражается через (10) где p — шаг ударной системы. Соответсвие между осями вращения (с текущей точкой X, Y, Z) и центральными осями ударов (с текущей точкой x, y, z) выражается уравнением (14).

PERCUSSIONS APPLIQUÉES AU CORPS RIGIDE LIBRE

(RÉSUMÉ)

Sur un corps rigide libre en repos, on applique un système de percussions. On étudie le cas où le mouvement résultant est un mouvement de rotation, tout en établissant la correspondance entre les axes centraux des systèmes de percussions et des axes de rotation.

La condition nécessaire pour que le problème devienne possible est (10) (p étant le pas du système de percussions). La correspondance entre les axes de rotation (à point variable X, Y, Z) et les axes centraux des percussions (à point variable x, y, z) est établie par l'équation (14).

INFLUENȚA INTRODUCERII FELDSPATULUI IN PREALABIL TOPIT IN MASA DE PORȚELAN ASUPRA PROPRIETĂȚILOR ACESTUIA *

DE

R. ABRAMOVICI, P. VELICA, I. OLAH

Faza vitroasă din structura porțelanului exercită o influență deosebit de importantă și în egală măsură de complexă atît asupra fenomenelor care au loc în cursul arderii, cît și asupra proprietăților porțelanului ars.

Astfel, topitura feldspatică favorizează compactizarea masei, contribuie prin vîscozitatea ei ridicată la menținerea formei la temperaturi ridicate, dar rolul ei constă în primul rînd în aceea că ea reprezintă mediul lichid care favorizează procesul de difuziune al particolelor de rest caolinic în topitură, unde ele ca urmare a mobilității lor crescute contribuie la creșterea dimensiunilor cristalelor de mulit formate anterior [1].

Acțiunea multilaterală a feldspatului asupra proceselor care decurg la ardere se face resimțită deabia după ce a trecut în starea topită. Numai în această formă, feldspatul contribuie la vitrefierea și mulitizarea masei, la dizolvarea mai mult sau mai puțin superficială a cuarțului etc. Ca urmare, principalele fenomene care duc la formarea ciobului de porțelan încep să decurgă de abia la temperaturi peste 1 100—1 150°, deci cu cca. 200° sub temperatura maximă de ardere.

Lărgirea acestui interval prezintă fără îndoială un mare interes tehnic, în măsura în care face posibilă intensificarea proceselor mai sus amintite.

Ea se realizează în anumite cazuri prin ridicarea temperaturii maxime de ardere, ceea ce poate duce la inconvenientele cunoscute ca : deformare, expandare etc.

Lucrarea de față reprezintă încercarea de a lărgi acest interval în sens invers prin crearea condițiilor apariției la temperaturi mai joase a fazei lichide. S-a urmărit realizarea acestui lucru prin introducerea în masa de porțelan a feldspatului în prealabil topit. Ca urmare, fondantul cristalin este deci înlocuit prin unul vitros de aceeași compoziție chimică, dar a cărui

---

* Lucrarea a fost comunicată în sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

înmuiere se produce la temperaturi mult mai joase decît cea de topire a feldspatului cristalin.

Este de presupus că introducerea fondantului în stare vitroasă va duce prin lărgirea intervalului de temperatură la intensificarea reacţiilor între fază lichidă şi celelalte faze cristaline din masă, datorită reactivităţii mărite proprii stării sticloase şi deci la instituirea unei stări mai apropiate de cea de echilibru decît în cazul arderii industriale uzuale.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

A fost studiată mai întîi comportarea la temperatura de ardere a feldspatului în prealabil topit în comparaţie cu cel netopit sub raportul unor procese deosebit de importante pentru formarea structurii porţelanului ca: vîscozitatea, capacitatea de dizolvare, mulitizarea. In continuare au fost sintetizate o serie de mase de porţelan în care drept fondant a fost introdus feldspat în prealabil topit, proprietăţile acestui porţelan fiind apoi comparate cu cele ale unui porţelan uzual luat drept masă de referinţă.

A. Studiul feldspatului în prealabil topit

1. *Viscozitatea*

A fost urmărită comportarea feldspatului topit în comparaţie cu cel netopit sub raportul vîscozităţii la temperatura de ardere al porţelanului. S-a ţinut seama de faptul că vîscozitatea topiturii este influenţată şi de compoziţia ei chimică care se modifică în cursul arderii, ca urmare a dizolvării unor faze cristaline.

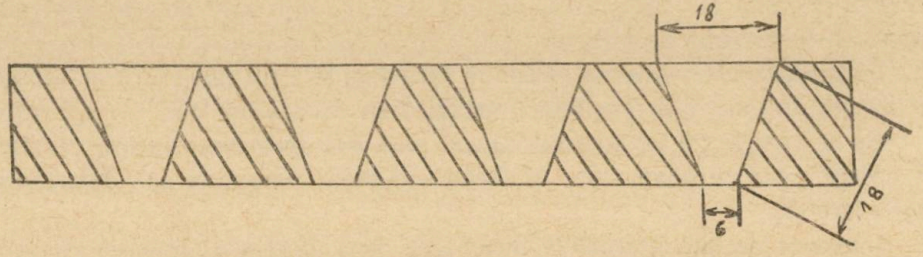


Fig. 1. Placa carborund pentru determinarea vîscozităţii.

In acest sens s-a determinat vîscozitatea unor amestecuri feldspat (topit şi netopit) plus cuarţ [2]. Pentru a scoate în evidenţă influenţa variaţiei compoziţiei chimice asupra vîscozităţii s-a urmărit această proprietate şi pentru amestecuri feldspat plus silicagel, avîndu-se în vedere că acesta din urmă se dizolvă mai uşor în topitura decît SiO_2 cristalin. In vederea apro-

pierii de cazul real s-a lucrat cu amestecuri de cuarț (silicagel) : feldspat = 1 : 3.

Probe de amestecuri luate în cantități egale au fost plasate în orificiile unei plăci de carborund și supuse arderii la 1 300° cu un palier de 1 h.

Viscozitatea topiturilor a fost apreciată după lungimea picăturii care se formează la partea inferioară a orificiului plăcii.

Rezultatele a două arderi efectuate în condiții strict similare sînt redate în tabela 1. (În cele ce urmează masele cu feldspat topit și cele cu feldspat netopit sînt notate respectiv cu *T* și *N*.) Datele din paranteză reprezintă rezultatele arderii a doua.

Tabela 1

Denumirea	Silicagel	Cuarț
T	2,2 (2,1)	2,4 (2,4)
N	3,1 (3,1)	3,5 (3,6)

După cum reiese din tabel, vîscozitatea topiturilor crește atît la înlocuirea feldspatului netopit prin cel topit, cît și la cea a cuarțului prin silicagel.

Prin introducerea feldspatului topit în masa de porțelan capacitatea de dizolvare crește simțitor, ducînd prin intermediul creșterii conținutul de SiO_2 la o vîscozitate mărită a fazei lichide.

2. *Capacitatea de dizolvare*

In scopul evaluării cantitative a gradului de dizolvare a cuarțului în cele două topituri, au fost alcătuite amestecuri feldspat (topit, netopit) : cuarț = 1 : 1, care au fost pastilate și arse în cuptorul electric la 1 250° cu un palier de 1 h. A fost anume aleasă această temperatură de ardere relativ joasă deoarece s-a considerat că dizolvarea cuarțului exercită o influență importantă asupra proprietăților topiturii, și deci și asupra proceselor care duc la formarea structurii porțelanului.

Asupra secțiunilor subțiri confecționate din pastilele arse, s-a efectuat determinarea cantitativă a cuarțului rezidual cu masa de integrare.

Cantitatea de cuarț reziduală este de 39,7% în cazul feldspatului netopit, față de 31,2% în cel al feldspatului în prealabil topit.

Cantitatea de cuarț trecută în topitură (exprimată în părți de volum) este deci de 20,6% în cazul feldspatului introdus în stare cristalină față de 37,6% în cel al feldspatului în prealabil topit indicînd astfel o capacitate de dizolvare net superioară a acestuia din urmă.

3. *Mulitizarea*

In vederea studierii influenței topirii prealabile a feldspatului asupra gradului de mulitizare, au fost arse mase feldspat (topit, netopit) plus caolin la temperaturile de 1 280, 1 300 și 1 340 °C. Studiul microscopic al

secțiunilor subțiri confecționate din probele arse a scos în evidență gradul de mulitizare mai înaintat al maselor cu feldspat topit. Influența între gradele de mulitizare este mai marcată în domeniul temperaturilor mai scăzute, pentru a dispare la masele arse la 1 340°. Astfel, dimensiunea maximă a cristalelor aciculare de mulit la temperatura de ardere 1 280° este de 16 μ în cazul masei cu feldspat topit și numai de 11 μ la cel cu feldspat netopit. De asemenea, sectoarele mulitizate prezintă în primul caz un număr sensibil mai mare de cristale de mulit (fig. 2 și 3).

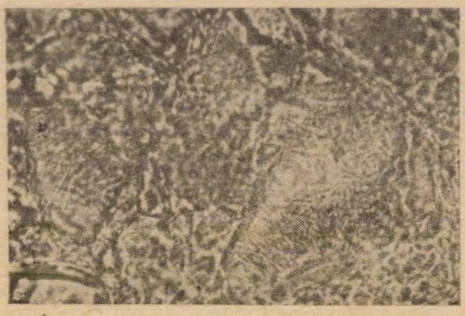


Fig. 2. Mulitizarea masei cu feldspat în prealabil topit.

Fig. 3. Mulitizarea masei cu feldspat cristalin.

Se constată deci, că rezultatele confirmă presupunerea cu privire la influența favorabilă a topirii prealabile a feldspatului asupra intensificării procesului de mulitizare.

B. Studiul maselor de porțelan

In vederea urmăririi proprietăților porțelanului cu feldspat topit a fost sintetizată o masă de porțelan cu compoziția de mai jos :

Caolin Aghireș	44%
Caolin Harghita	10%
Feldspat Munte Rece . . .	35%
Nisip cuarțos de Miorcani .	11%

Ca masă de referință a fost folosit un porțelan de aceeași compoziție dar cu feldspat cristalin.

1. *Porozitatea*

Determinarea s-a efectuat asupra unor cilindrii cu $d=25$ mm și $h=25$ mm, confecționate pe cale plastică din masă nedezaerată, arși la temperaturile de 1 250, 1 280, 1 300 și 1 320 °C.

Saturarea cu apă s-a făcut sub vidul de 40 mm coloană apă.

Contrar așteptărilor vitrefierea nu s-a produs la temperaturi mai joase în comparație cu cazul folosirii feldspatului cristalin.

Explicația ar putea consta în faptul că vîscozitatea fazei lichide (vezi tabela 1) este mai mare în primul caz, ceea ce constituie o dificultate în vederea lichidării porozității.

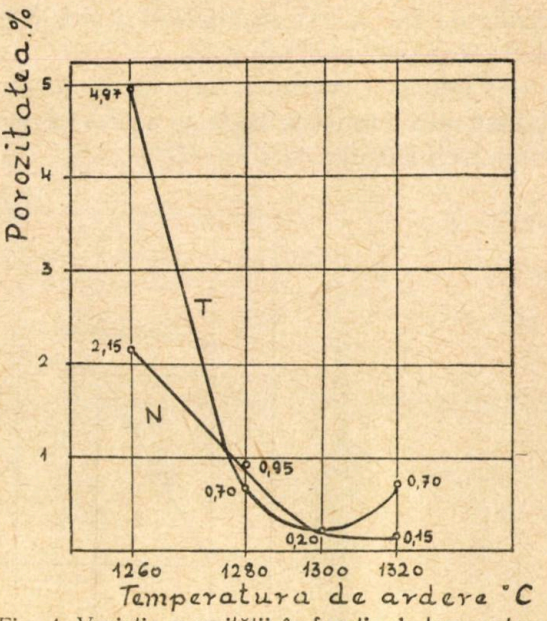


Fig. 4. Variația porozității în funcție de temperatura de ardere.

2. Deformarea sub proprie greutate

Epruvetele cu dimensiunile de 210×20×10 mm, fasonate manual au fost plasate pe două reazime, distanțate între ele cu 200 mm și arse la temperaturile de 1 280° (în cuptorul de laborator cu bare de silită) și 1 320° (în cuptorul industrial).

Tabela 2

Masele de porțelan	Săgeata mm	
	1 280°	1 320°
T	11	18
N	16	26

Datele din tabelă indică o tendință de deformare la ardere mai redusă a maselor de porțelan cu feldspat topit, luate în comparație cu cea a maselor conținînd feldspat cristalin, fapt care concordă bine cu valorile obținute la determinarea vîscozității topiturilor.

3. Rezistențele mecanice

Incercarea la rupere prin compresiune a fost efectuată asupra unor epruvete de forma și dimensiunea celor folosite la determinarea porozității, arse în cuptorul electric la temperaturile de 1 250, 1 280, 1 300 °C cu un

palier de 1 h. A fost efectuată și o ardere la 1 320° în cuptorul industrial al fabricii „Porțelanul" din Cluj.

Epruvetele pentru încercarea la rupere prin încovoiere au fost confecționate sub formă de baghete cu $l = 140$ mm și $d = 8$ mm și au fost arse în cuptorul industrial la 1 320 °C.

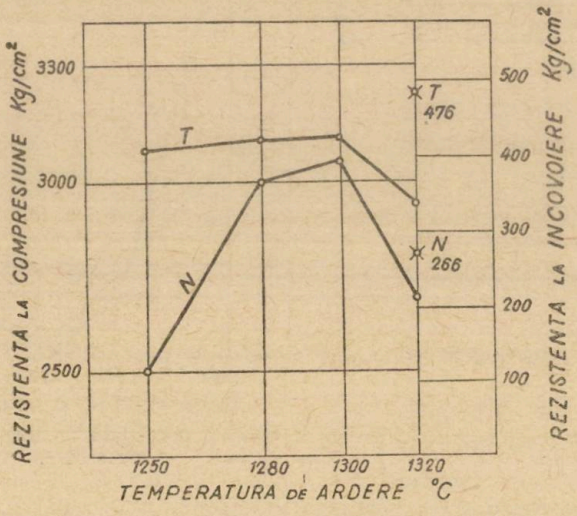


Fig. 5. Variația rezistențelor mecanice în funcție de temperatura de ardere.

Alături de rezistența la compresiune maximă ceva mai ridicată (cca. 2%) a maselor cu feldspat topit, atrage atenție faptul că diferența este simțitor mai mare (cca. 18%) în domeniul temperaturilor de ardere mai joase. Acestea se explică atît prin porozitatea mai scăzută, cît și prin mulitizarea mai intensă a maselor cu feldspat topit. Rezistența la încovoiere este cu cca. 79% mai mare în cazul porțelanului cu feldspat topit.

CONCLUZII

A fost studiată influența topirii prealabile a feldspatului introdus în masa de porțelan.

Viscozitatea, capacitatea de dizolvare, și gradul de mulitizare se caracterizează prin valori mai mari decît în cazul feldspatului introdus în masă în stare cristalină.

Masele de porțelan respective, au avut contrar așteptărilor o porozitate mai mare și rezistențe mecanice mai mari, în special, la temperaturi de ardere joasă.

Gradul de deformare sub propria greutate este mai mic, ceea ce recomandă folosirea feldspatului în prealabil topit pentru obţinerea obiectelor de porţelan cu dimensiuni mari sau cu pereţi subţiri, care sînt în mod deosebit afectate de deformări în cursul arderii.

BIBLIOGRAFIE

1. Budnicov P. P., Gevorkian H. O., Steklo i keramika, nr. 3, 1952, p. 19.
2. Abramovici R., Bul. ştiinţ. şi Tehnic al Inst. Politehnic Timişoara, tom 5 (19), Fac. 1—2, 1960, p. 395.

ВЛИЯНИЕ ВВЕДЕНИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО РАСПЛАВЛЕННОГО ПОЛЕВОГО ШПАТА В МАССУ ФАРФОРА НА ЕГО СВОЙСТВА

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из сложной роли, которую играет жидкая фаза в процессе образования фарфоровой структуры и с целью расширения температурного промежутка, в пределах которого происходит взамодействие между жидкой фазой и кристалическими фазами изучалось влияние введения в массу, предварительно расплавленного полевого шпата.

Исследовались вязкость, растворительная способность, степень мулитизации некоторых смесей плавня-кварца, соответственно плавень-каолин, а также и пористость, сопротивление к деформации под собственным весом и механические сопротивления фарфоровых масс на основе этого плавня.

Полученные результаты рекомендуют предварительное плавление полевого шпата, в особенности для случаев масс с явной тенденцией деформироватся в процессе обжига.

L'INFLUENCE DE L'INTRODUCTION DU FELDSPATH PRÉALABLEMENT FONDU DANS LA MASSE DE PORCELAINE SUR LES PROPRIÉTÉS DE CELUI-CI

(RÉSUMÉ)

En partant du role complexe que la phase liquide joue dans le proces de formation de la structure du porcelaine et en but d'élargir l'intervalle de température dans les limites duquel découle l'interaction entre la phase liquide et celles cristallines, on a étudié l'influence de l'introduction dans la masse du feldspath préalablement fondu.

Ont été étudié la viscosité, la capacité de dissolution, le degré de mulitisation de quelques mélanges fondant-quartz, respectivement fondant-kaolin, ainsi que la porosité, le résistence a la déformation sous propre poids et les résistence mécaniques des masses de porcelaine avec ce fondant.

Les résultats obtenus recommandent la fusion préalable du feldspath, surtout pour les cas des masses avec tendance prononceé vers la déformation au cours de la cuisson.

CONTRIBUȚII LA OBȚINEREA OXICLORURII DE CUPRU DIN CENUȘILE DE PIRITĂ CUPRIFERĂ *

DE

V. COCHECI, E. KIMMEL, I. PIRVU, R. TAUBERT, R. GROPȘIAN și A. COTOȘMAN

Intr-o lucrare anterioară s-au arătat avantajele economice și eficiența mărită pe care le oferă înlocuirea sulfatului de cupru folosit ca fungicid în viticultură, cu oxiclorura de cupru, obținută plecînd de la cupru metalic și acid clorhidric, respectiv clor, ca materii prime [1].

Scopul prezentei lucrări a fost studiul posibilităților de obținere a oxiclorurii de cupru prin valorificarea cenușilor de pirită cupriferă, proces care comportă în esență două faze principale :

— trecerea cuprului conținut în cenușă într-o combinație solubilă, prin prăjire clorurantă ;

— dizolvarea cuprului solubil din cenușa prăjită, urmată de precipitarea oxiclorurii de cupru.

În prima parte a lucrării s-a urmărit stabilirea condițiilor optime ale procesului de prăjire clorurantă a cenușilor de pirită, lucrîndu-se cu cenușă de pirită cupriferă provenită de la Fabrica de acid sulfuric — Valea Călugărească.

Tabela 1

Diametrul mm	%	Diametrul mm	%
1,5	0,2	0,2	0,4
1,0	11 6	0,1	0,3
0,6	75,6	0,06	0,3
0,3	13,7	>0,06	0,02

Cenușa a fost măcinată, după care i s-a făcut analiza granulometrică într-un aparat UKM, tip UK 2, obținînd valorile prezentate în tabela 1.

Analiza chimică a cenușii a dat următoarele rezultate :

Fe	53,70%
Cu	4,73%
Zn	0,87%
Pb	0,41%
S	3,62%
Umiditate	1,49%
Insolubile	12,69%

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a ses. de comunicări șt. a I.P.T. din 16—17 mai 1964.

Cenușa a fost prăjită clorurant, folosind ca agent de clorurare clorură de sodiu. In urma diferitelor reacții care au loc în acest proces, partea cea mai mare a cuprului se transformă în clorură cuprică solubilă.

S-a urmărit variația randamentului în cupru solubilizat, în funcție de temperatură, de durata prăjirii și de raportul cenușă : clorură de sodiu.

Influența temperaturii și a duratei de prăjire, s-a studiat pe amestecuri de cenușă cu adaus de 20% clorură de sodiu.

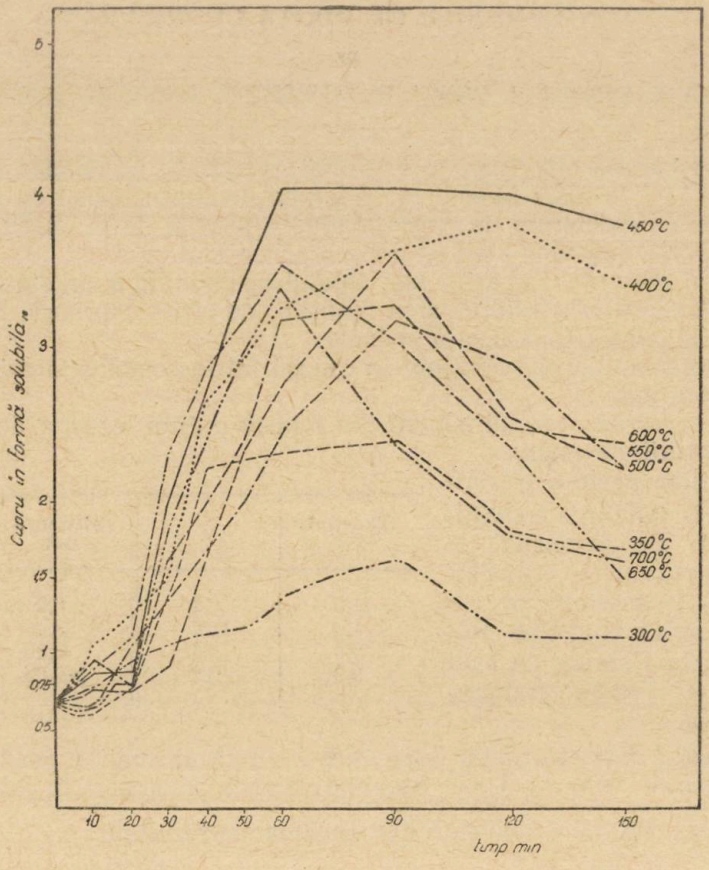


Diagrama 1. Solubilizarea cuprului în funcție de durata de prăjire, la temperaturi cuprinse între 300 și 750 °C.

După prăjirea într-un cuptor electric, produsul obținut a fost dizolvat în apă distilată la 80 °C, sub agitare continuă timp de 30 minute. Rezultatele solubilizării cuprului în funcție de durata de prăjire, la temperaturi cuprinse între 300 și 750 °C, sînt redate în diagrama 1.

După cum reiese din diagramă, rezultatul cel mai bun s-a obținut la temperatura de 450 °C și la durata de prăjire de 60 minute, cînd trece în

formă solubilă cca. 90% din cuprul existent în cenușă. La temperaturi mai ridicate, cantitatea de cupru trecută sub formă solubilă scade, datorită reacțiilor de descompunere a clorurii cuprice și a sulfatului de cupru format inițial, în oxiclorură de cupru, clorură cuproasă și oxid de cupru [2].

Pentru a stabili influența cantității de agent de clorurare, s-au executat o serie de probe cu adausuri variabile de clorură de sodiu. S-a lucrat la 450 °C și cu o durată de prăjire de 60 minute. Rezultatele obținute sînt redate în tabela 2.

Tabela 2

NaCl %	Trecut în formă solubilă	
	Cu %	Fe %
0	1,77	2,31
5	4,01	1,23
10	4,07	1,42
15	4,05	1,25
20	4,05	1,66
25	4,39	1,04

Se observă că un adaus de numai 5% clorură de sodiu duce la rezultate satisfăcătoare, cantitatea optimă fiind de 25% NaCl.

În continuare s-a urmărit stabilirea parametrilor de extragere cu apă a cenușii prăjite, în condiții optime, care să conducă la :

— randament maxim de extragere a cuprului solubilizat ;

— obținerea unor soluții suficient de bogate în cupru, neimplicînd o concentrare ulterioară ;

— solubilitatea minimă a sărurilor de fier, prezența lor în soluția supusă precipitării oxiclorurii de cupru afectînd în mod negativ calitatea produsului finit.

S-au întreprins în prima fază încercări pentru stabilirea influenței raportului apă : cenușă asupra randamentului și a concentrației soluției în cupru și fier, lucrînd la temperatura de 20 °C, sub agitare continuă.

Examinînd rezultatele centralizate în tabela 3, sub aspectul randamentului și al conținutului în fier, s-ar părea că ar fi mai avantajoasă mărirea raportului apă : cenușă, avantaje diminuate însă de scăderea mult prea accentuată a concentrației în cupru. Aceste considerente determină indicarea ca optim a raportului 1 : 1, care conduce la soluții de clorură cuprică adecvate pentru precipitarea directă a oxiclorurii de cupru.

Tabela 3

Nr. crt.	Raport apă : cenușă	Cu^{2+} g/l	Fe^{3+} g/l	Randament de extracție %
1	1 : 1	36,22	4,70	85,3
2	2 : 1	18,87	4,00	88,5
3	3 : 1	13,80	2,64	97,1

In vederea stabilirii dependenței randamentului și a concentrației soluției de timpul de extracție, s-a lucrat sub agitare, la temperatura de 20 °C, respectînd raportul apă : cenușă de 1 : 1.

Din datele cuprinse în tabela 4, rezultă că prelungirea duratei de dizolvare peste 15 minute, nu aduce avantaje sensibile.

Tabela 4

Nr. crt.	Timp de extracţie min	Cu^{2+} g/l	Fe^{3+} g/l	Randament de extracţie %
1	15	36,22	4,70	85,3
2	30	36,71	3,58	86,3
3	60	37,99	4,31	89,2

Influenţa temperaturii asupra procesului de extracţie, s-a studiat lucrînd cu raportul cenuşă : apă de 1 : 1, timp de agitare 15 minute.

Rezultatele determinărilor experimentale, ilustrate de tabela 5, scot în evidenţă efectul favorabil al ridicării temperaturii asupra reducerii la o valoare neglijabilă a fierului solubilizat. Acest fapt se explică prin hidroliza înaintată a sărurilor de fier la temperaturi ridicate. În urma considerentelor amintite, se indică ca optimă temperatură de extracţie de 60 °C.

Tabela 5

Nr. crt.	Temperatura °C	Cu^{2+} g/l	Fe^{3+} g/l	Randament de extracţie %
1	20	36,22	4,70	85,3
2	30	36,58	3,64	86,0
3	45	37,81	3,21	88,6
4	60	38,88	0,23	91,4
5	80	39,04	0,22	91,5

Urmărind realizarea unei cît mai complete epuizări a cenuşii şi implicit obţinerea unei soluţii cu conţinut corespunzător în cupru, s-au efectuat încercări de extracţie în mai multe trepte, în contracurent.

Pe baza probelor orientative întreprinse, extracţia s-a efectuat în 4 trepte, care s-au dovedit a fi suficiente pentru obţinerea rezultatelor dorite.

Extracţiile efectuate în condiţiile optime stabilite, au condus la o soluţie cuprică cu *p*H 2, conţinînd 44,32 g/l Cu^{2+}, 0,25 g/l Fe^{3+}, 147,3 g/l Cl^-

Tabela 6

Agent de precipitare	Cifra de sedimentare	Compoziţia oxiclorurii					
		Cu^{2+} %	Fe^{3+} %	Ca^{2+} %	Cl^- %	SO_4^{2-} %	Apă de constituţie %
$Ca(OH)_2$	25,5	30,78	—	7,25	10,06	21,95	4,89
Na_2CO_3	15,5	43,57	—	—	12,23	2,02	13,65
Na OH	98,5	48,59	—	—	14,21	4,37	5,33

și 38,9 g/l SO_4^{2-}, randamentul raportat la cupru solubilizat fiind 98,3%. Prin păstrare la rece, timp de 2—3 zile, practic întreaga cantitate de fier conținută în soluție se separă.

Precipitarea oxiclorurii de cupru din soluția de extracție a avut loc la temperatura obișnuită, sub borbotare de aer [1], utilizînd trei agenți de precipitare: lapte de var, carbonat de sodiu și hidroxid de sodiu. Compoziția produșilor obținuți este redată în tabela 6.

Din tabel rezultă că în cazul folosirii laptelui de var, produsul înglobează o cantitate mare de sulfat de calciu, care are efect negativ asupra stabilității suspensiei de oxiclorură de cupru, ilustrată prin cifra de sedimentare. Valoarea cea mai mică pentru cifra de sedimentare s-a obținut la folosirea carbonatului de sodiu, probabil în urma formării carbonaților bazici de cupru, ceea ce explică totodată și pierderea mai mare la calcinare a produsului.

Tabela 7

Agent de precipitare	Cl^- g	SO_4^{2-} g
$Ca(OH)_2$	47,50	11,55
Na_2CO_3	204,50	89,59
NaOH	214,50	152,70

În cazul utilizării la precipitare a compușilor sodiului, sulfatul de sodiu format rămîne în soluția mamă, din care se poate recupera, mărind astfel economicitatea procedeului. Acest fapt reiese și din examinarea rezultatelor prezentate în tabela 7, în care sînt redate compozițiile soluțiilor mamă exprimate în grame/100 g oxiclorură uscată.

CONCLUZII

Lucrările efectuate în vederea solubilizării cuprului existent în cenușa de pirită cupriferă, au indicat ca optimă respectarea următoarelor condiții: adaus de clorură de sodiu 25%, temperatură de prăjire 450 °C, timp de reacție 60 minute, cînd se atinge un grad de solubilizare de 90%.

Extragerea cuprului din cenușa prăjită se realizează în contracurent cu apă la 60 °C, cînd se obține, pe lîngă insolubilizarea fierului, și o concentrație favorabilă în cupru pentru precipitarea oxiclorurii.

Folosind hidroxidul de sodiu la precipitarea oxiclorurii de cupru, în condițiile obișnuite, rezultă un produs fin dispersat și cu compoziție corespunzătoare pentru utilizare în agricultură. Soluția mamă permite recuperarea sulfatului de sodiu.

BIBLIOGRAFIE

1. Kimmel E., Gropșian R., Onac A., Cioloca Gh., Buletinul Științific și Tehnic al I.P.T., 7, 15 (1962).
2. Plaxin I. N., Iuhtanov Z. M., *Ghidrometalurghia*, Moscova (1949).

О ПОЛУЧЕНИИ ХЛОРОКИСИ МЕДИ ИЗ ЗОЛЫ СЕРНОГО КОЛЧЕДАНА С ПРИМЕСЯМИ МЕДИ

(РЕЗЮМЕ)

Работа представляет собою лабораторное исследование получения хлорокиси меди, используя в качестве сырья золу серного колчедана с примесями меди.

Определяются оптимальные параметры хлорирующего обжига приводящего к максимальному превращению меди в хлорид двухвалентной меди и сокращению до минимума содержания растворимых солей железа.

Раствор хлорида двухвалентной меди полученный в оптимальных условиях, путем водной экстракции растворимых солей из подвергнутой обжигу золы используется после этого для непосредственного выделения хлорокиси меди, осаждением.

BEITRÄGE ZUR GEWINNUNG VON KUPFEROXYCHLORID AUS KUPFERHÄLTIGEN KIESABBRÄNDE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit umfasst Untersuchungen über die Gewinnung von Kupferoxychlorid, unter Verwendung von kupferhältigem Kiesabbrand als Ausgangsmaterial.

Es wurden die optimalen chlorierenden Röstbedingungen bestimmt, unter welchen die weitestgehende Umwandlung des Kupfers in Kupferchlorid mit einem Mindestgehalt an löslichen Eisenverbindungen, erreicht werden kann.

Die aus dem Kiesabbrand durch wässeriges Auslaugen gewonnene Kupferchloridlösung, wurde weiterhin zum Fällen des Kupferoxydchlorids verwendet.

STUDIUL CUARȚITULUI DE OBREJA ÎN VEDEREA FOLOSIRII LUI LA FABRICAREA REFRACTARELOR SILICA *

DE

V. LAȚIU, R. ABRAMOVICI, V. CRISTEA, L. CICOARE, E. PASCU

În vederea studiului cuarțitului de Obreja sub aspectul posibilității folosirii lui pentru fabricarea cărămizilor Silica, s-au urmărit: aspectul macroscopic, microstructura, compoziția chimică, greutatea specifică, dilatarea termică atît în stare nearsă cît și în stare arsă.

Aspectul macroscopic al probelor recoltate se caracterizează prin culoare alb-gălbuie, granulație neomogenă, prezentînd pe alocuri excavațiuni în formă de geode tapetate cu cristale fine, incolore de cuarț.

În secțiune subțire, la microscopul polarizant, cuarțitul apare constituit din granule de cuarț de dimensiuni variate, de la cîțiva microni pînă la 700—800 microni.

Fig. 1. Secțiuni prin cuarțitul nears, lumină polarizată, 50×.

În general, granulele mai bine dezvoltate sînt idiomorfe și nu prezintă extincții ondulatorii, unele fiind maclate. Granulele mai mari apar sub formă de concreșteri între care se înfiltrează microgranulațiuni de cuarț,

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a I.P.T. din 16—17 mai 1964.

imprimînd probei un anumit grad de consistenţă mecanică. Articularea fenocristalelor de cuarţ nu se face prin îndinţare, cum e cazul la majoritatea cuarţitelor cristaline, probele fiind lipsite de particularităţile texturii pavimentoase. Nu se observă o creştere ulterioară a granulelor prin depunere de silice care ar putea apărea în urma unor înfiltraţiuni succesive

Examinate cu obiective mai puternice, în masa fenocristalelor de cuarţ apar incluziuni, în majoritatea cazurilor gazoase şi mai rar incluziuni microlitice de apatit, turmalin şi chiar rutil.

In lumina acestor particularităţi, caracterul magmatic postvulcanic al acestor cuarţite apare neîndoielnic, ele neputînd fi considerate drept cuarţite de apă dulce sau limnocuarţite. Originea lor genetică poate fi conexată de activitatea magmatică a eruptivului granodioritic din această regiune. Geneza lor poate fi atribuită deci activităţii postvulcanice a eruptivului granodioritic manifestat prin depuneri hidrotermale silicioase, în mai multe reprize. Starea de granulaţie neomogenă se datoreşte tocmai condiţiilor de răcire progresivă în mediu exterior a acestor depuneri. Starea de granulaţie heterogenă, micro- şi macrogranulară a acestor cuarţite, le conferă o mare suprafaţă de reacţie, care ar putea influenţa favorabil procesul transformărilor cristalochimice a bioxidului de siliciu.

La analiza chimică s-a constatat următoarea compoziţie :

SiO_2	=	95,04%
Fe_2O_3	=	1,90%
$Al_2O_3 + TiO_2$	=	0,94%
CaO	=	1,10%
P.C.	=	0,90%
		99,88%

Greutatea specifică a probelor de cuarţit nears este de 2,63 g/cm³, iar a probelor de cuarţit ars de 2,32 g/cm³. Atrage atenţia greutatea specifică neobişnuit de mică a cuarţitului ars, care-l situează în grupa materiilor prime cu transformare rapidă [1]. Greutatea redusă a greutăţii specifice se datorează şi conţinutului ridicat de sticlă (vezi mai jos).

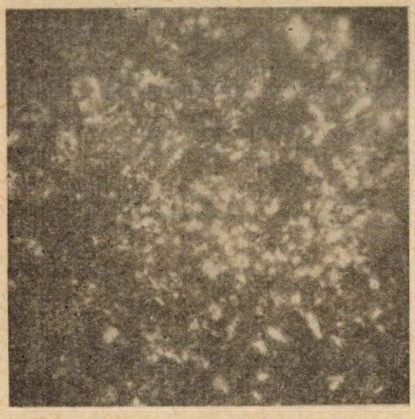


Fig. 2. Secţiune prin cuarţitul ars, lumină polarizată, 150×.

Arderea probelor s-a făcut într-un cuptor de tip Mendheim cu 18 camere, temperatura maximă de ardere fiind 1 410 °C (SK 14). Pînă la 1 200° arderea s-a făcut în atmosferă oxidantă, iar peste această temperatură ea a continuat în atmosferă reducătoare. Ridicarea temperaturii de la 1 200° la 1 410° şi menţinerea la această temperatură la palier constant s-a făcut în timp de 46 ore.

După ardere, probele au devenit sfărîmicioase şi s-au colorat într-o nuanţă galbenă-roşietică. Examinate la microscop

secțiunile subțiri prin cuarțitul ars pun în evidența cristobalitului în cantitate preponderentă și a tridimitului în cantitate redusă. Ambele faze apar în cristale cu un grad de dezvoltare redus, fiind disiminate într-o masă sticloasă fundamentală, în cantitate apreciabilă, care reprezintă una din cauzele greutății specifice reduse. Cantitatea de sticlă relativ mare pentru un cuarțit, s-a format ca urmare a prezenței oxizilor fondați (Fe_2O_3, Al_2O_3, TiO_2, CaO) în proporție ridicată.

Întrucît gradul de transformare se manifestă prin formarea unei cantități corespunzătoare de cristobalit care se caracterizează printr-o valoare ridicată a coeficientului de dilatare, determinarea acestuia din urmă poate fi utilizată într-o anumită măsură pentru aprecierea gradului de transformare.

Determinarea dilatării s-a efectuat atît asupra cuarțitului nears cît și asupra celui ars în cuptorul industrial al fabricei „Silica" Turda, după regimul uzual pentru cărămizile refractare Silica. Drept epruvete s-au folosit baghete obținut prin aglomerarea cu dextrină a cuarțitului fin măcinat. Asupra cuarțitului nears au fost efectuate 2 determinări, întrucît din indicațiile date de literatură [2] reiese că numai în cazul cuarțitelor total lipsite de fază vitroasă curba obținută la prima determinare este reproductibilă. Cele două curbe punctate au fost obținute din două epruvete diferite (de cuarțit ars).

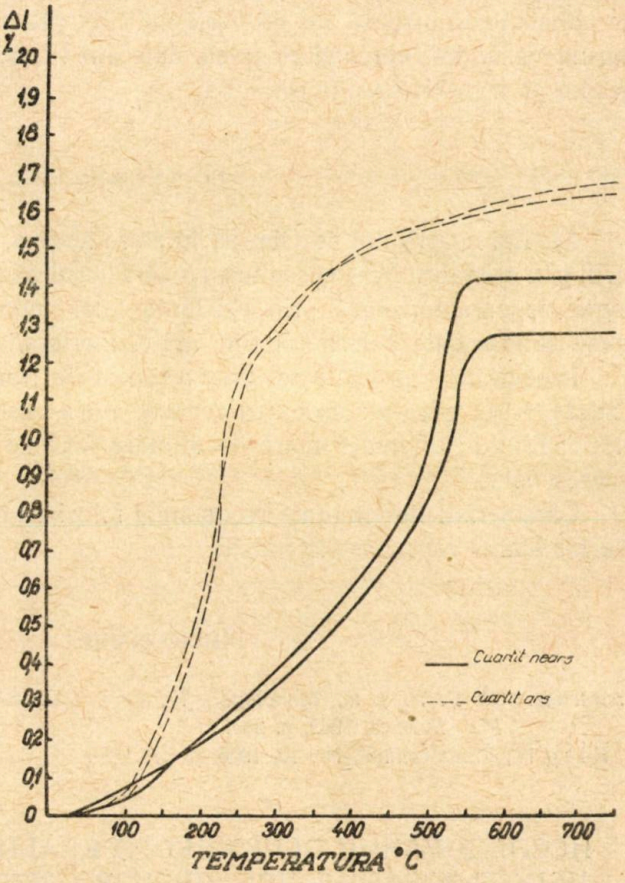


Fig. 3. Curbele dilatometrice ale cuarțitului în stare nearsă și arsă.

Alura curbelor dilatometrice obținute reflectă evident transformarea care a avut loc în cursul arderii. Astfel, dilatarea cea mai puternică a cuarțitului nears se situează între 500—600° (cuarț $\beta \rightarrow$ cuarț α) în timp ce în cazul cuarțitului ars creșterea puternică de volum a avut loc între 200—300°, corespunzînd trecerii cristobalitului β în cristobalit α. Absența unei

inflexiuni a curbei între 500—600° denotă absenţa cuarţului, deci trecerea lui totală în cristobalit respectiv în sticlă, ceea ce concordă bine cu imaginea microscopică. Pentru aprecierea gradului de transformare în cristobalit s-a luat în considerare atît alura curbei dilatometrice a cuarţitului ars, net diferenţiată de cea a cuarţitului nears, cît şi mai ales diferenţa de dilatare înainte şi după arderea în cuptorul industrial care pentru celelalte condiţii neschimbate trebuie să fie proporţională cu gradul de transformare. Comparînd valoarea diferenţei cu unele date din literatură [2] se poate aprecia gradul de transformare la cca. 70%.

CONCLUZII

Studiul cuarţitului de Obreja, în stare nearsă, a scos în evidenţă caracterul său cristalin. Microstructura cu caracterul său pronunţat cristalin, heterogen se caracterizează prin existenţa unor fenocristale disiminate într-o masă fundamentală formată din indivizi cristalini cu dimensiuni reduse.

Probele arse prezintă un grad avansat de transformare care se concretizează prin: greutate specifică redusă, alura curbei dilatometrice specifică cristobalitului, diferenţă mare de dilatare faţă de cuarţitul nears şi aspect microscopic.

Caracteristicile enunţate recomandă folosirea cuarţitului de Obreja pentru fabricarea refractarelor Silica.

BIBLIOGRAFIE

1. Budnicov P. P. ş. a., Tehnologhia Keramiki i Ogneuporov. G.I.L. Str. Arh. i Str. Mat. Moscva, 1962, p. 260.
2. Kleg H., Silikattechnik, Nr. 10, 1956. p. 418.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРЕЖСКОГО КВАРЦИТА, В ВИДУ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ОГНЕНУПОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Исследовался макроскопический и микроскопический вид, химический состав, удельный вес, тепловое расширение обрежского кварцита (район Карансебеш) как в необожженном так и в обожженном состоянии.

Полученные результаты указывают на его использование для производства динасовых огнеупоров.

L'ÉTUDE DU QUARTZITE D'OBREJA EN VUE DE SON UTILISATION DANS LA FABRICATION DES REFRACTAIRES DINAS

(RÉSUMÉ)

On a étudié l'aspect macroscopique et microscopique, la composition chimique, le poid spécifique, la dilatation termique du quartzite d'Obreja (département Caransebeș), tant en état naturel comme en état cuit.

Les résultats obténus indiquent son utilisation pour la fabrication des produits réfractaires Dinas.

DEHIDROGENAREA ALCOOLULUI IZOBUTILIC IN PREZENȚA CONTACTELOR MIXTE DE CUPRU *

DE

I. SAUCIUC

Prin contacte mixte de săruri se înțeleg catalizatori pe suport care se pot obține prin descompunerea sau reducerea unor amestecuri de săruri cristaline sau săruri complexe. Din cauza gradului mare de repartiție a metalelor participante în amestecul de cristale, rezultă catalizatori foarte activi, care, în cazul cel mai simplu, sînt constituiți dintr-o componentă metalică activă și un suport, de obicei un oxid metalic [1].

In cazul coprecipitării celor două metale se realizează o repartiție uniformă de săruri cristaline. Prelucrarea în continuare a acestui amestec uniform conduce la obținerea unui catalizator foarte activ. Dacă însă se prepară catalizatorul prin omogenizarea mecanică a sărurilor cristaline iar amestecul se prelucrează în continuare, la același raport metal-metal oxid sau sare, catalizatorul este evident mult mai puțin activ.

Activitatea mărită a catalizatorului obținut prin coprecipitare se explică prin faptul că prezența sărurilor respectiv a oxizilor metalici din grupa a II-a împiedică aglomerarea cuprului în timpul procesului de reducere cu hidrogen a oxidului, astfel încît în faza finală, cuprul se va afla în amestecul de catalizator sub formă de particole extrem de mici.

Contactele de cupru, obținute prin coprecipitarea oxalatului de cupru și a oxalatului de calciu, sînt deosebit de active. Ținînd seama de faptul că raza ionică a cuprului și a calciului sînt aproape egale (0,96 și 0,99 Å), se admite că este posibil să avem de a face, în cazul acesta, cu cristale mixte reale [2].

Rapoport și colaboratorii [3] cercetează activitatea catalizatorului Cu-Ca (obținut prin coprecipitarea nitraților respectivi cu oxalat de amoniu) în reacția de dehidrogenare a alcoolilor. Studiul s-a efectuat cu izopropanol, ciclohexanol, 2-metil-ciclohexanol, butanol-2 și alcool benzilic.

Cercetările efectuate cu catalizatori de Cu-Ca cu un raport molar Cu : Ca = 1 : 2, 1 : 1 și 2 : 1, reduși la 300 °C, au condus la concluzia că activitate maximă posedă catalizatorul cu raportul molar Cu-Ca = 1 : 2, fapt

---

* Lucrare prezentată la cea de-a X-a sesiune de comunicări științifice din I.P.T., 27—28 aprilie 1964.

care s-ar putea explica, afirmă autorii, prin formarea în acest caz a sării duble $CuC_2O_4 \cdot 2\,CaC_2O_4$.

In prezenta lucrare se cercetează activitatea catalizatorului mixt de cupru obținut prin descompunerea amestecurilor de oxalați în atmosferă de hidrogen, în reacția de dehidrogenare a alcoolului izobutilic.

In bibliografia consultată se constată că, în general, în majoritatea cazurilor, catalizatorii se prepară prin coprecipitarea cu acid oxalic din soluțiile nitraților respectivi. Acest mod de preparare prezintă neajunsuri și anume :

1. Amestecul de oxalați trebuiește spălat cu o cantitate mare de apă pînă la eliminarea practic totală a ionilor NO_3^-.

2. In urma reacției de coprecipitare cu acid oxalic se formează o cantitate echivalentă de acid azotic, deci amestecul de oxalați se va afla într-un mediu puternic de acid azotic. Solubilitatea oxalatului de cupru în acest mediu acid fiind mare, aceasta va influența hotărîtor compoziția finală a catalizatorului mixt deoarece o cantitate însemnată din cuprul inițial luat în lucru se va găsi în filtrat.

3. Ținînd seama de observațiile făcute sub 2 rezultă că, folosind inițial anumite raporturi molare la coprecipitarea oxalaților din soluția amestecului de nitrați, aceste raporturi nu se vor mai regăsi în catalizatorul propriu-zis cînd, în cazul unei cercetări corecte, pentru a putea preciza care este cantitatea de cupru din catalizatorul aflat în reactor, trebuiește în prealabil dozat cuprul în amestecul coprecipitat înainte de a fi supus la descompunere și reducere, deci nu se mai poate vorbi de un catalizator cu un raport molar Cu : Ca de exemplu 1 : 1.

Neajunsurile semnalate la prepararea catalizatorului se elimină dacă în locul nitraților se folosesc acetați.

In cazul de față pentru prepararea catalizatorului s-a folosit acetat de cupru și acetat de calciu în proporții în prealabil calculate pentru a obține amestecuri cupru-oxalat-calciu oxalat cu următoarele compoziții molare :

Catalizatorul I :	30 mol.% Cu-oxalat, 70 mol.% Ca-oxalat, catalizatorul obținut conține : 9,5 g Cu ;
Catalizatorul II :	40 mol.% Cu-oxalat, 70 mol.% Ca-oxalat, catalizatorul obținut conține : 12,7 g Cu ;
Catalizatorul III :	50 mol.% Cu-oxalat, 50 mol.% Ca-oxalat, catalizatorul obținut conține : 15,9 g Cu ;
Catalizatorul IV :	60 mol.% Cu-oxalat, 40 mol.% Ca-oxalat, catalizatorul obținut conține : 19,1 g Cu ;
Catalizatorul V :	70 mol.% Cu-oxalat, 30 mol.% Ca-oxalat, catalizatorul obținut conține : 22,3 g Cu.

Pentru a împiedica formarea acetatului bazic de cupru, se adaugă la amestecul de azotați 15 ml acid acetic glacial, 100 ml apă, se încălzește, apoi sub continuă agitare și încălzire se adaugă restul apei pentru a obține

o soluție de 10% (I). Acidul oxalic, luat în exces de 5%, se dizolvă în apă la 95 °C pentru a obține o soluție de 20% (II).

În soluția I, încălzită la 95 °C, se introduce în vînă subțire și sub agitare intensă soluția II încălzită tot la 95 °C, se continuă agitarea 5 minute și se lasă peste noapte cînd se separă amestecul de oxalați care se filtrează pe Büchner. Filtratul este incolor iar reacția cupru negativă (amoniac).

La Büchner se trage intens pentru a obține un strat cît mai compact de oxalați. (Se netezește și presează cu spatula). Se usucă 2 ore la 105 °C și 3 ore la 130 °C, se granulează, se încarcă tubul reactorului cu o cantitate de oxalați care conține 5 g cupru, se încălzește în curent de hidrogen două ore la 180 °C apoi opt ore la 320 °C cu viteză volumetrică de 6 l H_2/oră.

Catalizatorul astfel preparat, fără lianți (amidon, gelatină etc.) are o rezistență mecanică bună în condițiile în care s-a lucrat.

Studiul dehidrogenării alcoolului izobutilic s-a efectuat într-o instalație de laborator în prezență de hidrogen drept gaz de transport (viteză volumetrică 1 l/h), folosind ca agenți de dehidrogenare catalizatorii I—V.

Tubul reactor este montat vertical în sobă. Alcoolul izobutilic se introduce în vaporizator cu viteză volumetrică de 30, 45, 60 și 75 ml/oră, de unde, în stare de vapori, trece peste încărcătura de catalizator din zona de reacție. Amestecul vaporilor de reacție se condensează într-un vas răcit cu apă ghiață prevăzut cu un refrigerent ascendent.

Catalizator I. 30 mol. % Cu-oxalat, 70 mol. % Ca-oxalat. În reactor 39 g amestec oxalați=5 g Cu. Se prelucrează 25 ml=20 g

Temperatura °C	Viteză volumetrică ml/h	Condensat obținut g	n_D^{20}	Aldehidă izobutirică %
250	30	17,8	1,4010	44
	45	19	1,4010	44
	60	18,1	1,4011	43
	75	18,5	1,4011	43
275	30	18,3	1,4011	43
	45	18,3	1,4011	43
	60	17,9	1,4011	43
	75	18,3	1,4011	43
300	30	16,5	1,3985	55
	45	17	1,3980	57
	60	17	1,3980	57
	75	17,8	1,3990	53

La 250 °C și 275 °C variația timpului de contact nu influențează asupra rezultatului, randamentul în aldehidă izobutirică se menține practic constant, catalizatorul manifestă aceiași activitate. La 300 °C în schimb catalizatorul este mult mai activ și indiferent de viteza volumetrică de introducere a alcoolului izobutilic, concentrația în aldehidă în produsul de reacție este evident mai mare.

Catalizator II. 40 mol. % Cu-oxalat, 60 mol. % Ca-oxalat. In reactor 29 g amestec oxalaţi=5g Cu. Se prelucrează 25 ml =20g

Temperatura °C	Viteză volumetrică ml/h	Condensat obţinut g	n_D^{20}	Aldehidă izobutirică %
250	30	18	1,4014	41
	45	19	1,4015	40
	60	18,7	1,4018	36
	75	19,2	1,4019	35
275	30	18,2	1,4015	40
	45	18,4	1,4012	42
	60	18,7	1,4012	42
	75	18,7	1,4014	41
300	30	17,8	1,3980	57
	45	17,8	1,3982	56
	60	18	1,3993	52
	75	18,2	1,4014	41

Catalizatorul II prezintă o activitate parţial diferită de aceia a catalizatorului I. La 250 °C şi 300 °C gradul de transformare scade treptat pe măsură ce se micşorează timpul de contact pe cînd la 275 °C conţinutul de aldehidă în produsul de reacţie se menţine practic în limita unor valori similare.

Catalizatorul III. 50 mol. % Cu-oxalat, 50 mol. % Ca-oxalat. In reactor 23,3 g amestec oxalaţi=5 g Cu. Se prelucrează 25 ml.=20 g

Temperatura °C	Viteză volumetrică ml/h	Condensat obţinut g	n_D^{20}	Aldehidă izobutirică %
250	30	17,9	1,4015	40
	45	17,7	1,4017	38
	60	19,2	1,4017	38
	75	19,1	1,4018	36
275	30	18,7	1,4010	44
	45	18,6	1,4013	41
	60	18,7	1,4018	36
	75	18,9	1,4018	36
300	30	18	1,3980	57
	45	18,3	1,3990	53
	60	18,7	1,4017	38
	75	19,2	1,4018	36

In rezultatele trecute în tabel se observă o regularitate în ceea ce priveşte activitatea catalizatorului folosit. Pentru toate cele trei temperaturi conţinutul de aldehidă în produsul de reacţie scade treptat pe măsură ce se măreşte viteza volumetrică de trecere a alcoolului prin zona de reacţie. Diferenţele cresc cu creşterea temperaturii, la 250 °C 4%, la 275 °C 8% iar la 300 °C 21%.

In cazul vitezelor volumetrice de 30 și 45 ml/h, conținutul de aldehidă crește odată cu mărimea temperaturii pe cînd la aceia de 60 și 75 ml/h, indiferent de temperatura de lucru, valorile rămîn practic constante.

Catalizator IV. 60 mol. % Cu-oxalat, 40 mol. % Ca-oxalat. În reactor 19,4 g amestec oxalați=5 g Cu. Se prelucrează 25 ml =20 g

Temperatura °C	Viteză volumetrică ml/h	Condensat obținut g	n_D^{20}	Aldehidă izobutirică %
250	30	18,3	1,4019	35
	45	19,2	1,4015	40
	60	19	1,4012	42
	75	19,2	1,4012	42
275	30	18,4	1,4017	38
	45	19,2	1,4019	37
	60	19,3	1,4015	40
	75	19,4	1 4012	42
300	30	18,6	1,4018	36
	45	19,6	1,4008	45
	60	19,6	1,3989	54
	75	19,7	1,3983	55

Spre deosebire de catalizatorii I, II, III, catalizatorul IV se comportă cu totul diferit. Dacă în primele cazuri, gradul de dehidrogenare scade odată cu micșorarea timpului de contact, în cazul de față se constată un efect net contrar, conținutul de aldehidă în produsul de reacție crește, catalizatorul comportîndu-se cu activitate maximă la cea mai mare viteză volumetrică de trecere a alcoolului prin zona de reacție.

Catalizator V. 70 mol. % Cu-oxalat, 30 mol. % Ca-oxalat. În reactor 16,6 g amestec oxalați=5 g Cu. Se prelucrează 25 ml.=20 g

Temperatura °C	Viteză volumetrică ml/h	Condensat obținut g	n_D^{20}	Aldehidă izobutirică %
250	30	18,7	1,4015	40
	45	19,1	1,4016	39
	60	18,9	1,4017	38
	75	19,1	1,4017	38
275	30	18,7	1,4012	42
	45	18,6	1,4012	42
	60	19,1	1,4018	36
	75	19	1,4018	36
300	30	18,2	1,3990	53
	45	17,3	1 3990	53
	60	18,3	1,4006	46
	75	18,2	1,4020	30

In cifrele acestui tabel se poate observa o asemănare cu acele din tabelele II și III în ceea ce privește influența variației temperaturii de lucru și a timpului de contact.

Comparînd activitatea catalizatorilor indicaţi în reacţia de dehidrogenare a alcoolului izobutilic în condiţiile de lucru menţionate în tabele, în reactor găsindu-se în toate cazurile 5 g Cu, se observă o activitate maximă la catalizatorul I şi o activitate mai redusă la catalizatorul V.

Activitatea mai mare a catalizatorului I (30 mol.% Cu-oxalat, 70 mol.% Ca-oxalat) se datoreşte foarte probabil şi faptului că în masa mare a scheletului suport, constituită în esenţă din Ca-oxalat netransformat la temperatura de reducere (320 °C), cuprul se află dispersat sub formă de particole foarte mici, deci are o suprafaţă mare de contact.

Activitatea mai redusă a catalizatorului V se datoreşte particolelor mai mari de cupru, deci suprafeţei sale specifice mai mici. Aceasta este rezultatul masei mai mici a suportului de Ca-oxalat, care în mai mică măsură a putut împiedica difuzarea şi aglomerarea particolelor de cupru.

In concluzie, se cercetează acţiunea catalizatorului de cupru, obţinut prin coprecipitare, asupra procesului de dehidrogenare a alcoolului izobutilic funcţie de compoziţia contactului mixt, de temperatură şi de viteza de trecere prin zona de reacţie, urmărindu-se variaţia concentraţiei izobutiraldehidei în produsul de reacţie.

BIBLIOGRAFIE

1. Nehring D. şi Dreyer H., Z. f. anorg. u. allg. Chemie 1959, Bd. 300, 3—4, p. 122.
2. Langenbeck V. şi Ruzicka V., Z. f. anorg. u. allg. Chemie 1955, Bd. 278, 3—4, p. 195.
3. Rapoport I. B., Goldberg V. M., Iţikson L. B., Jurn. prikl. him. 1961, t. XXXIV, 11, p. 2544—2550.

ДЕГИДРИРОВАНИЕ ИЗОБУТИЛОВОГО СПИРТА В ПРИСУТСТВИИ СМЕШАННЫХ МЕДНЫХ КОНТАКТОВ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется действие медного катализатора полученного соосаждением, на процесс дегидрирования изобутилового спирта в зависимости от состава смешанного контакта, температуры и скорости прохождения через зону реакции, с целью проследит изменение концентрации изобутиральдегида в продукте реакции.

DEHYDRIERUNG DES ISOBUTANOLS IN GEGENWART VON KUPFER-MISCHKONTAKTEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird die Wirksamkeit des aus Mischkrystallen erhaltenen Kupferkontaktes bei der Dehydrierung von Isobutanol untersucht. Dabei wird der Gehalt an Isobutyraldehyd im Reaktionsprodukt in Abhängigkeit von der Zusammensetzung des Mischkontaktes, der Temperatur und der Verweilzeit im Reaktionsraum verfolgt.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL OSCILAȚIILOR DE TORSIUNE PENTRU O LINIE DE ARBORI DE LA UN VAS MARIN DE 1 100 T DW *

DE

V. BERINDEAN, M. TRUȘCULESCU

1. INTRODUCERE

Antrenarea elicilor vaselor marine necesită linii de arbori de lungime mare, care determină amplitudini mari ale vibrațiilor de torsiune. Ca urmare avem solicitări importante datorite oscilațiilor de torsiune, ele depășesc cu mult solicitarea produsă de momentul motor. Din această cauză normele de clasificare ale vaselor marine prevăd o serie de condiții pentru a determina oscilațiile de torsiune.

Normele noi, ale Registrului Maritim al U.R.S.S. prevăd calculul și cercetarea oscilațiilor de torsiune pentru toate instalațiile cu motoare începînd de la 100 CP, pentru intervalul de turații de la $n=0$ pînă la $n=1{,}2\ n_{nom}$.

Seria actuală de cargouri de 1 100 t dw fabricate de U. M. Turnu Severin au aceeași linie de arbori ca și seria fabricată în 1960 [1] s-a înlocuit însă motorul Sulzer de 720 CP și $n=340$ rot/min cu motorul : S.K.L. 8 N.V.D.-48-U cu $Pe=492$ kW (670 CP) la $n=350$ rot/min.

Elementele schemei de torsiune au fost astfel modificate. De aceea a fost necesară o nouă torsiografiere a liniei de arbori pentru a preciza limitele zonelor interzise și gradul de admisibilitate ale eforturilor specifice de torsiune pentru schema de torsiune modificată.

Pe lîngă determinarea turațiilor critice și ale eforturilor specifice corespunzătoare, lucrarea de față își propune să cerceteze natura oscilațiilor înregistrate.

2. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIENȚELOR

2.1. Descrierea instalației

Schema instalației este dată în figura 1, ea se compune din :

— un motor cu aprindere prin comprimare (Diesel) tip S.K.L. 8 N.V.D.-48-U cu o putere efectivă : $Pe=492$ kW (670 CP) la $n=350$ rot/min încercat la 541 kW (737 CP) la $n=361$ rot/min ;

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

— ordinea de aprindere : 1—3—4—7—8—6—5—2 ;
— un volan : $GD^2 = 2\,200$ kgfm^2 ;
— un arbore intermediar cu diametrul $\phi 152$ mm şi o lungime totală de 3 501 mm ;

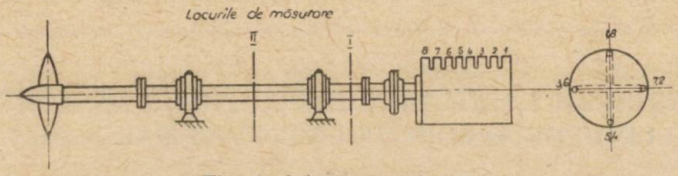


Fig. 1. Schema instalaţiei.

— un arbore port-elice cu diametrul $\phi 172$ mm şi o lungime totală de 5 970 mm ;
— o elice $GD^2 = 577{,}3$ kgf m^2 (+15% apă antrenată).

2.2. Aparatura folosită

Aparatele folosite pentru înregistrarea vibraţiilor au fost :
— un torsiograf Dr. Geiger Metallwerker K. G. Meerane (Sachs) Nr. 2 899 cu frecvenţa proprie : 0,985 Hz ;
— un cronograf ceas cu contacte electrice pentru semnale de timp, alimentat cu curent continuu.

Turaţia a fost măsurată cu ajutorul tahometrului motorului, iar temperatura gazelor de eşapare cu ajutorul termometrelor cu mercur montate pe racordul de emisie.

2.3. Metoda de experimentare

Torsiografierea a fost efectuată pentru două situaţii de funcţionare :
— vasul fixat la chei ;
— vasul în marş.

Torsiogramele au fost înregistrate pentru intervale de turaţii din 25 în 25 rot/min pentru proba la chei şi din 20 în 20 rot/min la proba de marş. Domeniul de turaţie corespunzător rezonanţei periculoase (280—320 rot/min) a fost înregistrat la intervale de 5 rot/min. Secţiunile în care au fost înregistrate vibraţiile sînt indicate în figura 1.

Înregistrarea vibraţiilor la capătul arborelui cotit opus volanului nu a fost posibilă din cauza cuplării unei serii de instalaţii auxiliare.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

Înregistrările torsiogramelor au cuprins un număr de 47 regimuri de funcţionare, a căror prelucrare a fost făcută pentru a determina :
— amplitudinea oscilaţiilor ;
— frecvenţa armonicilor excitatoare ;
— turaţiile critice ;

— solicitările suplimentare din linia de arbori produse de oscilațiile de torsiune ;

— armonicile excitatoare.

3.1. Amplitudinea oscilațiilor de torsiune

A fost determinată cu ajutorul unui microscop de scule, după fotografierea oscilogramelor. Variația amplitudinilor în funcție de turația motorului sînt date în diagramele din figura 2 și 3.

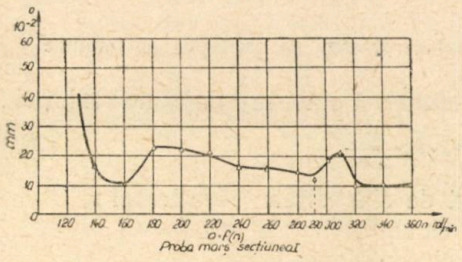


Fig. 2. Amplitudinea oscilațiilor în secțiunea I.

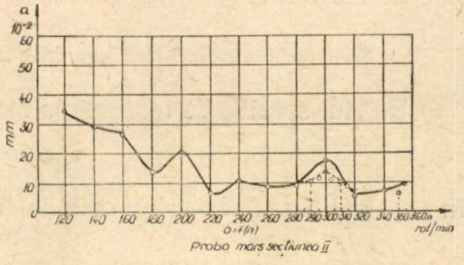


Fig. 3. Amplitudinea oscilațiilor în secțiunea II.

Variația amplitudinilor indică existența a două domenii de rezonanță pentru $n = 180—200$ rot/min și $n = 280—320$ rot/min.

3.2. Frecvența armonicilor excitatoare

A fost stabilită prin numărarea oscilațiilor complete pe un interval de timp corespunzător la două rotații ale arborelui motor. Determinarea nu a pus în evidență influența unor armonici secundare, ea a pus în evidență numai influența armonicilor principale a căror ordin este un multiplu de patru (adică de numărul de aprinderi la o rotație a arborelui cotit).

Primul domeniu de rezonanță are frecvența circulară a forței excitatoare :

$$\Omega_8 = \frac{8}{2}\omega \tag{3.1}$$

iar al doilea

$$\Omega_{16} = \frac{16}{2}\omega \tag{3.2}$$

în care : ω — viteza unghiulară a arborelui cotit.

3.3. Turațiile critice

Valorile stabilite prin calcul pentru turațiile critice de către fabrica constructoare au fost :

$$n_{cr\,I} = 176 \text{ rot/min} ;$$

$$n_{cr\,II} = 296 \text{ rot/min}.$$

Analiza variaţiilor amplitudinilor în domeniile de rezonanţă şi a mărimii amplitudinilor relative în secţiunile în care s-au făcut înregistrările au indicat următoarele turaţii critice :

$n_{cr\,I} = 180$ rot/min — turaţia critică de ord. I ;

$n_{cr\,II} = 300$ rot/min — turaţia critică de ord. II.

Diferenţele sînt admisibile din punct de vedere practic întrucît sînt mai mici de 3%. Aceste diferenţe sînt determinate de modificările aduse elicii, de înlocuirea sistemului oscilant real cu un sistem echivalent şi de condiţiile de măsurare.

3.4. Solicitările suplimentare din linia de arbori produse de oscilaţiile de torsiune

Efortul specific de torsiune la rezonanţă s-a stabilit cu ajutorul relaţiei :

$$\tau_{max} = \pm G \cdot I_r \frac{\Delta a}{l \cdot W} \qquad (3.3)$$

în care : G este 825 000 kgf/cm² modulul de elasticitate transversal ;

I_r — momentul de inerţie redus cm⁴ ;

Δa — variaţia maximă a amplitudinii, cm ;

l — lungimea echivalentă a tronsonului cu variaţia maximă a amplitudinii, cm ;

W — modulul de rezistenţă al secţiunii minime a tronsonului, cm³.

Eforturile specifice admisibile pentru arbori sînt date în funcţie de raportul dintre turaţia critică şi turaţia de servici : $\frac{n_{cr}}{n}$ în diagramele Registrului Maritim al U.R.S.S.

Eforturile specifice sînt date în tabela 3.1.

Tabela 3.1

Nr.	Denumirea mărimilor	Încercări	
		la chei	în marş
	Eforturi specifice kgf/cm²		
1	*Arbore port elice*		
	— secţiunea I	—	164
	— secţiunea II	788	270
	Efort specific admisibil conform norme Registru U.R.S.S.	342	342
2	*Arbore intermediar*		
	Măsurători în :		
	— secţiunea I	—	237
	— secţiunea II	1 148	391
	Efort specific admisibil	530	530
3	*Arbore cotit*		
	Măsurători în :		
	— secţiunea I	—	375
	— secţiunea II	406	486
	Efort specific admisibil	170	170

Menționăm că în tabel au fost trecute pentru arborele intermediar și port elice eforturile specifice datorite oscilației de gradul I, iar pentru arborele cotit eforturile specifice ale oscilației de gradul II.

3.5. Armonicile excitatoare

Din tabelul 3.1 rezultă că turația critică periculoasă este $n_{II\,cr}=$ $=300$ rot/min, pentru care alura torsiogramelor este dată în figura 4.

Din alura torsiogramelor se deduce că avem o suprapunere a trei oscilații: prima oscilație care are perioada oscilației corespunzătoare la două rotații ale arborelui cotit, peste această oscilație se suprapun a doua oscilație de ordinul 4 și a treia oscilație de ordinul opt.

Prima oscilație apare din cauza masei volan mici, ea este o pendulare nepericuloasă a maselor în mișcare, celelalte două oscilații sînt determinate de funcționarea motorului.

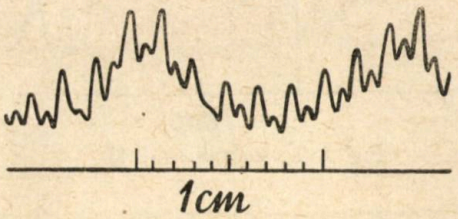


Fig. 4. Torsiogramă pentru $n_{II\,cr}=300$ rot/min.

Frecvențele oscilațiilor fiind cunoscute, analiza oscilațiilor are ca scop numai determinarea amplitudinilor lor.

3.5.1. Determinarea amplitudinilor prin calcul. Se poate face cu ajutorul relațiilor oscilațiilor sinusoidale:

$$x=x_1+x_2+x_3 \tag{3.4}$$

$$x_1=a_1\sin(\omega_1 t+\varphi_1)+a$$

$$x_2=a_2\sin(\omega_2 t+\varphi_2)+a \tag{3.5}$$

$$x_3=a_3\sin(\omega_3 t+\varphi_3)+a$$

în care: x este elongația totală pentru oscilațiile componente:

x_1, x_2, x_3 — elongațiile;

a_1, a_2, a_3 — amplitudinile;

ω_1, ω_2, ω_3 — pulsațiile;

φ_1, φ_2, φ_3 — decalaje de fază;

a — amplitudinea totală a liniilor de zero, față de o linie de măsură.

Avem astfel de determinat zece constante, pentru care sînt necesare zece relații stabilite cu zece puncte din torsiograme.

În mod obișnuit însă metoda analitică de determinare a amplitudinilor nu este folosită din următoarele cauze:

— Calculele sînt laborioase și se poate întîmpla că din cauza erorilor de măsurare, cu toată exactitatea calculului să avem erori.

— Perioadele de oscilație nu rămîn constante pe intervalul de înregistrare.

Măsurătorile efectuate pentru 11 cicluri a două rotații ale arborelui motor torsiograma nr. 43 din care o parte este reprezentată în fig. 5, au pus în evidență variații relativ mari ale perioadelor de oscilație, ceea ce rezultă din tabela 3.2.

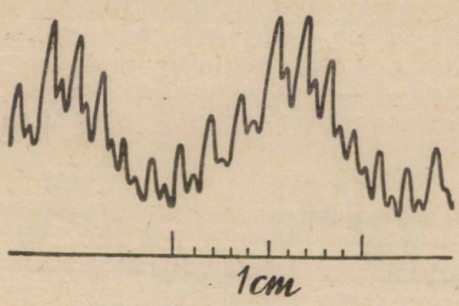


Fig. 5. Torsiograma nr. 43.

Perioadele au fost determinate cu ajutorul microscopului de scule pentru maximele de amplitudine mare și amplitudine mică. Ele sînt exprimate în unități de lungime întrucît ne interesează mărimile relative și abaterile procentuale.

Tabela 3.2

Nr.	Maxime de amplitudine mare			Maxime de amplitudine mică		
	T mm	T_m mm	$\Delta T\%$	T mm	T_m mm	$\Delta T\%$
1	0,26	1,45	18	0,13	1,46	8,9
2	0,34	1,46	23,3	0,28	1,48	18,9
3	0,59	1,52	38,8	0,42	1,50	28
4	0,71	1,49	47,7	0,49	1,48	33,1
5	0,39	1,49	26,2	0,38	1,51	25,2
6	0,33	1,50	22	0,18	1,54	11,7
7	0,31	1,51	20,5	0,18	1,53	11,8
8	0,21	1,53	13,7	0,16	1,53	10,5
9	0,54	1,52	35,5	0,41	1,52	27
10	0,38	1,48	25,7	0,18	1,47	12,2
11	0,25	1,50	16,7	0,24	1,53	15,7

în tabel s-au notat:

T_m — perioada medie de ciclu dintre două maxime de același fel;
ΔT — variația maximă a perioadei pe intervalul corespunzător la două rotații;

iar:

$$\Delta T\%=\frac{\Delta T}{T_m}100. \tag{3.6}$$

Se constată abateri procentuale foarte importante între perioadele măsurate în cadrul ciclurilor cu toate că valorile medii nu prezintă abateri mai mari: 5,36% raportate la media perioadei celor 11 cicluri.

Cauzele care determină aceste variații sînt:

— Variația momentului de inerție al mecanismelor motoare în funcție de unghiul de manivelă motoare.

— Variația vitezei hîrtiei.

— Imprecizia citirii turației.

Pe baza celor constatate din analiza perioadelor oscilațiilor înregistrate este indicată folosirea metodei prin comparație cu forme de oscilație cunoscute.

3.5.2. Determinarea amplitudinilor a_2 și a_3 prin comparație cu forme de oscilații cunoscute.

Amplitudinea primei oscilații nu prezintă interes pentru cercetări, iar amplitudinile celorlalte două oscilații care se suprapun peste prima pot fi determinate ținînd seama de raportul frecvențelor lor. Acest raport în cazul nostru este $\frac{1}{2}$.

Pentru raportul $\frac{1}{2}$ metoda de determinare a amplitudinilor este dată în figura 6, în figură l este lungimea corespunzătoare perioadei oscilațiilor suprapuse

$$a_2 = \frac{B}{2}; \quad a_3 \frac{C}{2}. \tag{3.7}$$

În literatura de specialitate [2] nu se indică însă o metodă de tratare prin metoda comparației pentru cazul pe care îl avem în lucrarea de față.

Propunem folosirea următoarei metode:

— Măsurarea amplitudinilor maxime și minime față de o linie de măsură arbitrar aleasă. Poziția liniei se alege astfel încît erorile relative de măsurare să fie cît mai reduse.

— Măsurarea perioadelor de oscilații pentru maximele de amplitudine mică și de amplitudine mare, precum și a poziției minimelor.

— Pe baza mediilor aritmetice a mărimilor mai sus indicate stabilirea oscilației medii, pentru care apoi se calculează amplitudinile cu metoda indicată în figura 6.

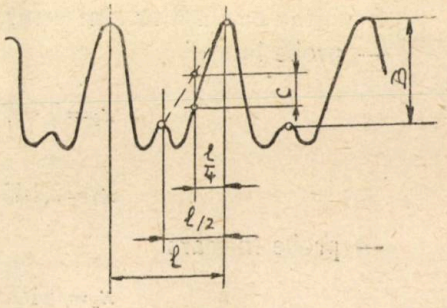


Fig. 6. Schema de determinare a amplitudinilor.

Metoda a fost aplicată pentru torsiogramele din figura 7 și figura 8.

Aplicarea metodei a condus la oscilațiile din figura 9, *a* și *b* a căror prelucrare este cuprinsă în tabela 3.3.

Tabela 3.3

Nr.	Felul încercării	Nr. torsiogramei	B mm	C mm	λ	a_2 mm	a_3 mm	a_2+a_3 mm
1	la chei	9	0,998	0,852	3	0,167	0,142	0,309
2	în marș	20	1,450	1,424	6	0,121	0,154	0,275

în tabel : λ — raportul de amplificare al torsiografului.

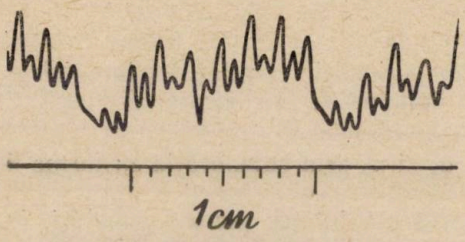


Fig. 7. Torsiogramă (probă de marş) $n_{cr\,II}$=300 rot/min.

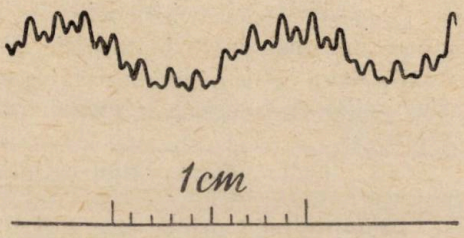


Fig. 8. Torsiogramă (probă de chei) $n_{cr\,II}$=300 rot/min.

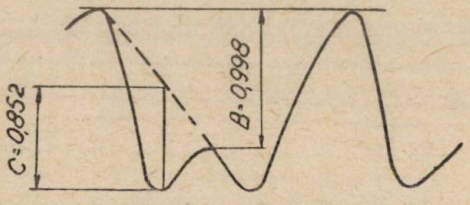


Fig. 9 *a*. Torsiogramă medie calculată (probă de chei)

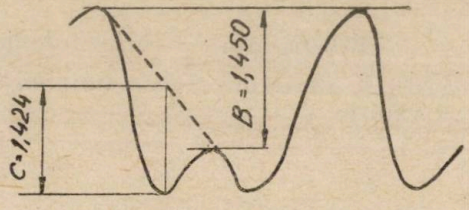


Fig. 9 *b*. Torsiogramă medie calculată (probă de marş).

Ecuaţiile oscilaţiilor sînt pentru :

— probe la chei

$$x_2 = 0{,}167 \sin\left(\Omega_8 t + \frac{\pi}{2}\right) \tag{3.8}$$

$$x_3 = 0{,}142 \sin\left(\Omega_{16} t + \frac{\pi}{2}\right) \tag{3.9}$$

— probe în marş

$$x_2 = 0{,}121 \sin\left(\Omega_8 t + \frac{\pi}{2}\right) \tag{3.10}$$

$$x_3 = 0{,}154 \sin\left(\Omega_{16} t + \frac{\pi}{2}\right) \tag{3.11}$$

în care :

$$\Omega_8 = \frac{2\pi}{T_8} \tag{3.12}$$

$$\Omega_{16} = \frac{2\pi}{T_{16}}. \tag{3.13}$$

Rezonanţa este produsă însă numai în armonica de ordinul 8 (K=16), calculul solicitărilor se face numai pentru această armonică.

Diferenţa între amplitudinile calculate şi acelea luate în calcul pe baza metodei de măsurare a amplitudinii înfăşurătorii este pentru proba de marş de — 7,28% (raportată la amplitudinea măsurată prin metoda înfăşurătorii).

Diferența se explică prin luarea în considerare a unui număr mai mare de oscilații decît în cazul metodei înfășurării, limitată la un număr restrîns de oscilații.

4. CONCLUZII

1. Turația critică periculoasă este $n=300$ rot/min. Raportul $\frac{300}{340}=0{,}883$ este foarte apropiat de turația de regim, ca urmare atît ea cît și turațiile corespunzătoare benzii de rezonanță: 280—320 rot/min dau solicitări ale liniei, de arbori, care sînt interzise și pentru o durată scurtă de funcționare.

Pentru evitarea solicitărilor periculoase este necesară introducerea unui amortizor de oscilații.

2. Prelucrarea torsiogramelor în cazul regimurilor caracterizate prin variații mari ale oscilațiilor și suprapuneri de oscilații cu frecvențe diferite necesită determinarea amplitudinilor oscilațiilor componente.

3. Cercetarea variației perioadelor și amplitudinilor oscilațiilor înregistrate arată că nu este indicată folosirea metodei de calcul analitic, de aceea se folosește metoda comparativă.

4. Folosirea metodei comparative trebuie completată cu stabilirea unei medii aritmetice a amplitudinilor și a perioadelor oscilațiilor.

Stabilirea mediei aritmetice a oscilațiilor și a perioadelor după metoda dată în lucrare este mai justă decît metoda de a stabili înfășurătoarea amplitudinilor în anumite domenii ale torsiogramei, preconizată de literatura de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Berindean și M. Trușculescu, Studiul vibrațiilor torsionale ale unei linii de arbori de la un motor marin montat pe un vas de 1 100 t dw. Buletinul științific și tehnic al Institutului politehnic Timișoara Tom. 7 (22) Fasc. 2 iulie-decembrie 1962 p. 295—296.
2. Dr. Ing. W. Vocke, Auswertung der Geiger-Diagramme bei der Messung von Drehschwingungen an Kraftmaschinen. Maschinenbautechnik 1956 Heft 3 p. 159.
3. * * *, Normele Registrului U.R.S.S. privitoare la regulile de clasificare și construcție a navelor maritime de oțel.

Observații: S-a utilizat și memoriul de calcul al vibrațiilor torsionale al fabricii constructoare.

К ИЗУЧЕНИЮ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА МОРСКОГО КОРАБЛЯ 1 100 T DW

(РЕЗЮМЕ)

В рамках работы иссследуется критические режимы оборотов вала вследствие крутильных колебаний.

Исследование имеет целью установления форм критических колебаний и гармоник возбужденных сил.

Природа возбужденных гармонических сил является предметом особых исследований имея в виду что в случае валов морских кораблей имеем случай наложения многих критильных колебаний.

На основе проведенных исследований были установлены удельные напряжения вследствие колебаний и дается нужное решение для их уменьшения в допустимых пределах.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DES OSCILLATIONS DE TORSION POUR UNE LIGNE D'ARBRES D'UN BATEAU DE 1 100 T DW

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on recherche les régimes de tours critiques de la ligne d'arbres déterminés par les oscillations de torsion. L'object des recherches est d'établir la forme des oscillations critiques et les harmoniques des forces éxcitatrices. La nature des forces éxcitatrices est l'object d'un étude distinct, en tenant compte du fait que dans le cas des lignes d'arbres des bateaux nous avans le cas de superposition de plusieurs oscillations de torsion.

Grâce aux recherches effectuées on établit les éfforts specifiques déterminés par les oscillations et on indique la solution nécessaire pour les réduire dans les limites admissibles.

ASUPRA REDUCERII PIERDERILOR DE PRESIUNE IN VENTILELE DE REGLARE ALE TURBINELOR CU ABUR *

DE

N. BOBOESCU, A. BALOI, G. BOZAN, N. IONESCU

(Primită la redacție la data de 26. IV. 1964).

Ridicarea economicității turbinelor cu abur se realizează prin perfecționarea elementelor, care formează canalele de curgere a fluidului, printre care se numără și agregatul ventilelor de reglare.

Este cunoscut că în camera ventilelor, curentul de abur este supus unor contracții și destinderi locale, datorită modificării geometriei secțiunii de trecere, care au drept consecință o reducere a presiunii aburului proaspăt. Astfel cercetările efectuate pe instalații de turbine cu abur de înaltă presiune industriale [1] au constatat că pierderile de presiune în ventile la deschiderea lor completă, pot ajunge pînă la o mărime de 12%, în raport cu presiunea aburului proaspăt. În același timp calculele ne arată că o reducere a pierderilor în ventile cu 1%, permite ridicarea randamentului termic al mașinii în medie cu 0,1%. Aceste considerații economice justifică străduința unor colective de cercetare a curgerii aerodinamice prin ventilele de reglare.

În lucrarea de față se studiază influența diferitelor forme geometrice ale cutiei de ventile, ale cupei și difuzorului, asupra caracteristicilor aerodinamice ale ventilelor la deschiderea lor completă, influențe evaluate prin determinarea coeficienților de rezistență.

În figura 1 se prezintă schematic ansamblul ventilului care formează partea de curgere a fluidului din conducta de admisie și pînă la ajutaje. Dacă urmărim curgerea fluidului, constatăm că pe fiecare porțiune din ansamblu, avem pierderi de presiune, care se pot calcula sau determina prin experiențe. Aceste pierderi se produc între secțiunea $a—a$ și $b—b$, unde suprafața conductei de curgere se destinde brusc de la diametrul d la diametrul camerei d_c, care este orientat perpendicular pe primul. De la secțiunea $b—b$ la $c—c$, curentul întîlnește tija și cupa ventilului, care fiind plasate în centru, formează cu pereții camerei, un canal inelar. Fluxul de abur spală tija și își schimbă direcția, cu un unghi ce depinde de raportul diametrelor d_c/d_t. În secțiunea $c—c$ s-a constatat apariția unor turbioane,

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

cauzate de întîlnirea celor două jumătăți de fluxuri, care dau cota cea mai ridicată de pierderi din întregul ansamblu. Între planul *d—d* și *e—e* secțiunea difuzorului se reduce ca apoi pînă la *f—f* să crească.

Pentru a pune în evidență pierderile de presiune, convențional împărțite, s-au experimentat pe rînd o serie de cupe, difuzoare și camere de ventil.

Un interes deosebit prezintă forma geometrică a camerei ventilului. In fig. 2 se prezintă schema imaginii formate asupra curgerii inelare în

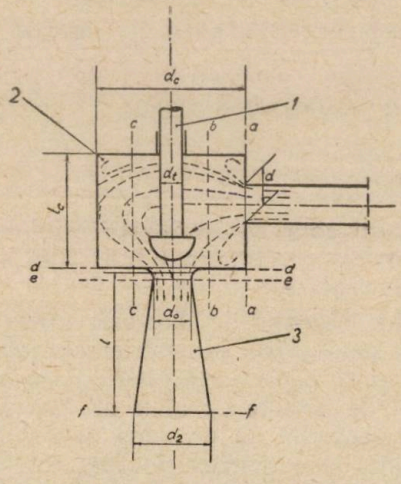


Fig. 1. Schema curgerii fluidului prin ansamblul ventil:

1 — cupa și tija ventilului; *2* — camera ventilului; *3* — difuzor.

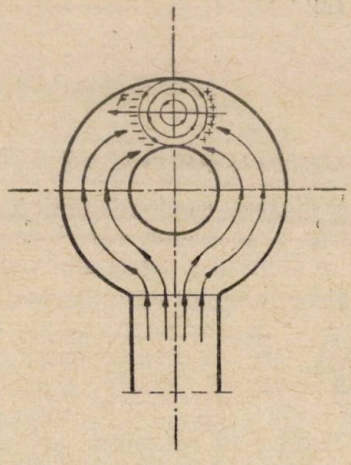


Fig. 2. Schema mișcării fluidului în camera ventilului.

timpul admisiei fluidului. In funcțiune de centricitatea tijei și de raportul diametrelor d_c/d_t se va dezvolta un turbion, de obicei în porțiunea de canal opusă conductei de admisie. Sensul de rotație al turbionului va fi determinat de unda fluidului de suprafață, care în cazul coincidenței cu direcția de curgere a fluxului aerodinamic, duce la reducerea presiunii, față de presiunea medie relativă din cameră (s-a însemnat cu semnul minus) iar în cazul că este în opoziție cu direcția de curgere a fluxului aerodinamic, apare o zonă unde presiunea statică se mărește (s-a însemnat cu semnul plus). Diferența aceasta de presiune dă naștere forței F, care tinde să deplaseze turbionul în canalul inelar și să provoace o rotație a aburului cu caracter nestabil. Forța de rezistență a canalului inelar, variază cu patratul vitezei fluxului, ceea ce înseamnă că la un flux constant, odată cu mărirea secțiunii canalului, viteza și forțele de rezistență se reduc. In acest fel, odată cu mărirea dimensiunilor camerei d_c, la diametrul constant al tijei ventilului d_t, forța de mișcare a turbionului crește, dar în același timp forța de rezistență se reduce. Ca urmare prezența sau absența mișcării circulare a fluxului este necesar să fie legată de dimensiunile cutiei de ventile.

In cazul curgerii asimetrice față de tija ventilului, fluxul se împarte în două părți inegale, cu valoarea momentelor de mișcare diferită. In această

situație poate să se producă mișcarea de rotație a gazului în jurul tijei ventilului, în direcția în care partea curentului are valoarea momentului de rotație mai mare.

Evitarea apariției fenomenului de circulație în cameră se poate realiza prin montarea unei nervuri pe generatoarea peretelui interior, opus conductei de admisie. Curentul de fluid se lovește de nervură și dă naștere la două turbioane de intensitate mai mică, care nu au posibilitate să se deplaseze în canalul inelar și ca atare pierderile de presiune se reduc. Este necesar însă ca lungimea nervurii să lase un spațiu corespunzător pînă la scaunul ventilului, pentru a exclude posibilitatea curgerii neuniforme în difuzor.

INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

In fig. 3 se prezintă cele două camere experimentate :

— C_1 : camera cilindrică și

— C_2 : cameră ovală cu nervură.

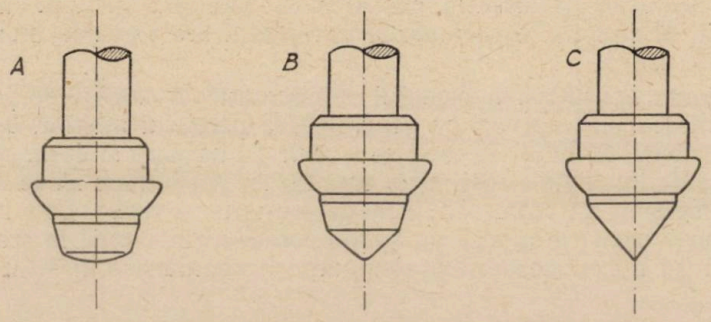
Tot aici se prezintă difuzoarele în număr de 8, acoperind domeniul de utilizare practică, privind unghiul de deschidere $\alpha = 8—12°$, raportul între secțiuni $F_2/F_1 = 1{,}75—3{,}5$ și raportul dintre lungimea difuzoarelor și diametrul de așezare al cupei $l/d_0 = 2—4$.

In fig. 3 *A*, *B* și *C* se arată forma geometrică a cupelor care s-au încercat pe rînd cu cele două camere și cu toate difuzoarele. Profilul cupelor s-a stabilit ținînd seama de experiența existentă, în funcțiune de nivelul pierderilor de presiune și de stabilitatea regimului de curgere.

Instalația experimentală se prezintă în fig. 4 și este compusă dintr-o sursă de aer *1*, care în cazul nostru a fost un compresor de aer tip 1 V de 15 m³/min și presiunea de 7 at. Comprseorul alimenta cu aer camera ventilului prin rezervorul tampon *2* conducta intermediară *3*, ventilul de manevră *4* și conducta de admisie *5*. Atît camera ventilului *15* cît și difuzoarele *14* puteau fi schimbate în timpul experiențelor. Eșaparea s-a făcut în atmosferă prin racordul *16*. Conductele de admisie și evacuare au fost dimensionate ținîndu-se seama de necesitatea stabilizării curgerii fluidului. Camera ventilului are montat la partea inferioară un suport pentru fixarea etanșă a difuzoarelor iar la partea superioară o flanșă de închidere cu dispozitiv de ghidare și etanșare cu presgarnitură, precum și un dispozitiv filetat pentru ridicarea și fixarea cupei ventilului la înălțimea dorită.

Măsurarea debitului s-a făcut cu diafragma etalonată *8*, presiunile cu manometrul cu tub elastic *7* și cu piezometre cu apă și mercur *17*, temperaturile s-au măsurat cu termometre cu precizie de 1/10, forțele aerodinamice cu dinamometrul *11*, iar ridicările cupei de pe scaunul ventilului cu comparatoare *10*, de precizie 1/1 000. In timpul experiențelor s-au mai înregistrat parametrii mediului înconjurător cu ajutorul unui barometru și psihrometru Asmann.

Incercările efectuate cu aer față de situația reală a funcționării turbinelor cu abur, nu modifică rezultatele. După cum se arată în lucrarea [2] la experiențele efectuate cu abur s-a înregistrat o reducere neesențială a coeficienților de pierderi prin canalele directoare.



Nr difu-zor	α	l/d_0	F_2/F_1
1	8	1,96	1,74
2	8	3,54	2,49
3	8	4,72	3,02
4	10	1,96	1,98
5	10	3,27	2,78
6	10	3,54	2,90
7	12	2,44	2,55
8	12	3,54	3,49

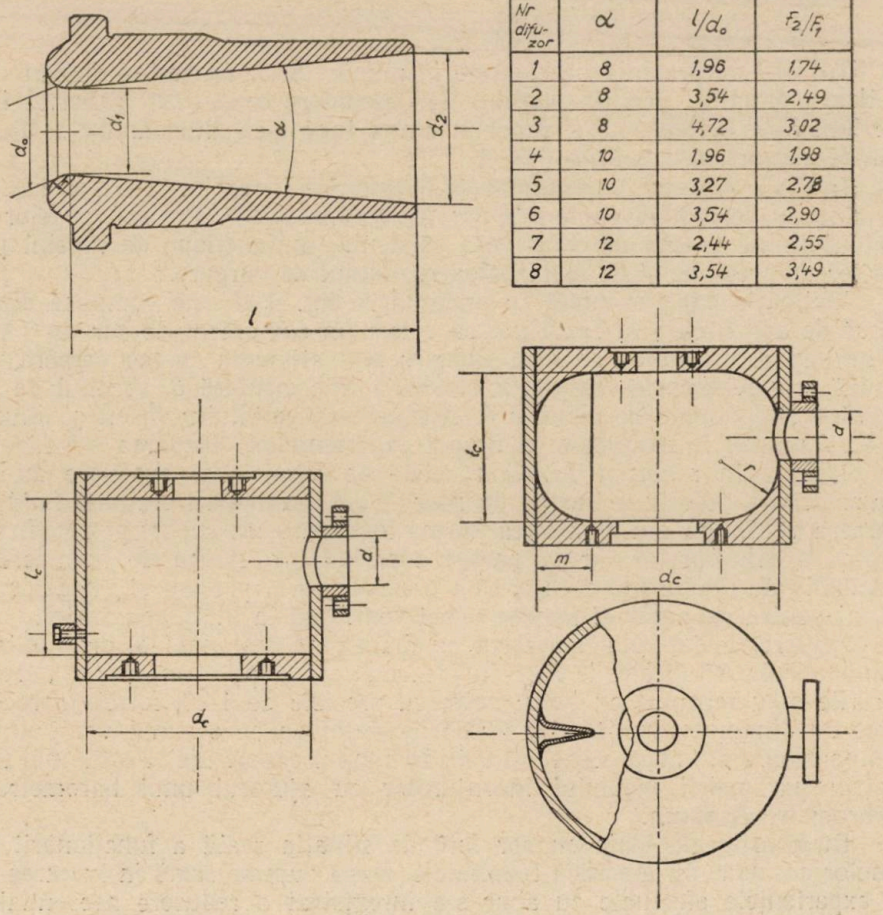


Fig. 3. Schema elementelor experimentate ale agregatului ventil.

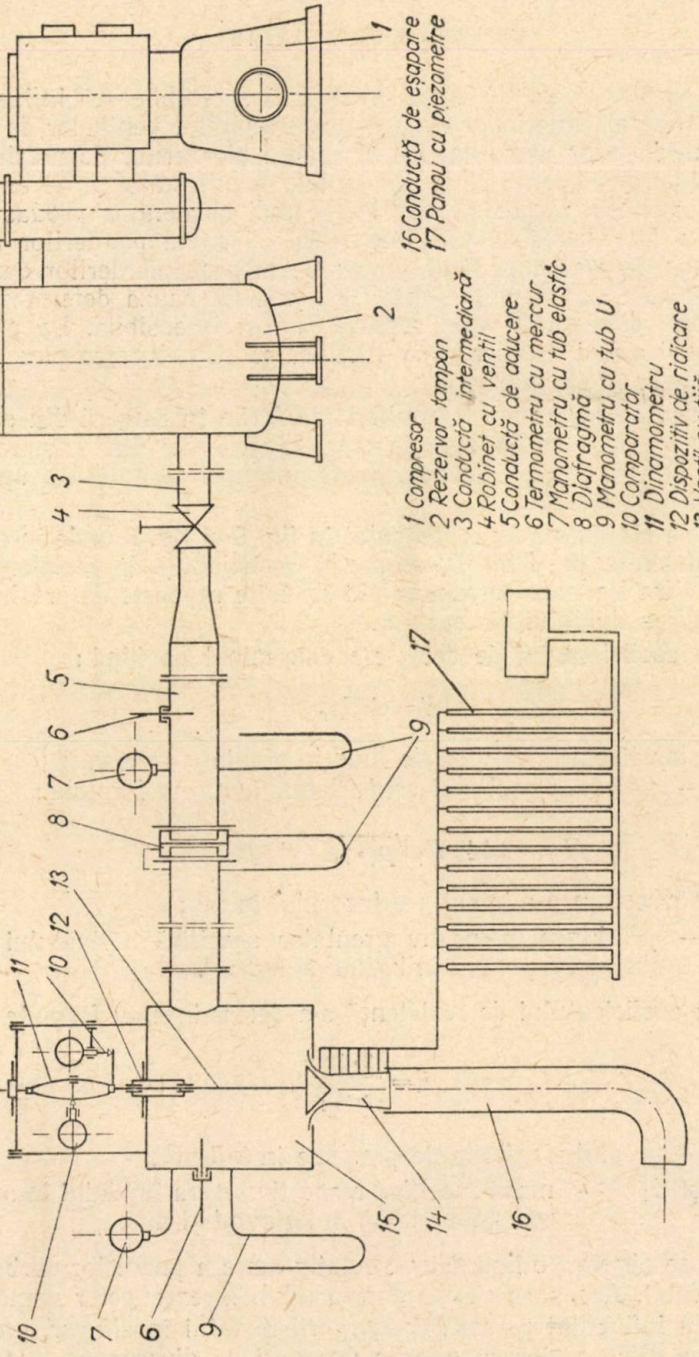


Fig. 4. Instalația experimentală.

REZULTATELE OBȚINUTE

Prin măsurătorile efectuate s-a urmărit să se stabilească influența formelor geometrice ale diferitelor organe din ansamblul ventilelor de reglare, asupra caracteristicilor aerodinamice și asupra pierderilor de presiune. S-a constatat o interdependență între influențele manifestate de diversele elemente, adică variația formei geometrice a unui element, a produs o nouă redistribuție a pierderilor de presiune astfel că suma pierderilor a variat într-o parte sau în alta, modificînd chiar și valoarea pierderilor cunoscută, a elementelor care nu s-au schimbat. Din această cauză determinarea influenței fiecărui element în mod separat, a fost imposibilă. La profilarea fiecărui element a fost necesar să se țină seama că reducerea pierderilor în restul elementelor să fie maximă.

In lucrarea de față s-au determinat pierderile în cameră din secțiunea *a—a* pînă în *d—d* și în difuzoarele complet deschise din secțiunea *d—d* pînă în *f—f*. Nu s-a putut evidenția influența cupei ventilului asupra pierderilor de presiune din cameră.

Rezultatele obținute s-au reprezentat în fig. 5 și fig. 6 unde în ordonate s-a luat coeficientul de debit B, respectiv coeficientul de rezistență ξ, în funcțiune de cifra Re, care corespunde la anumite rapoarte de presiuni între intrarea și ieșirea fluidului din agregat.

Mărimea coeficientului de debit s-a determinat ca fiind :

$$B = G/G_{cr}$$

în care : G este valoarea debitului de fluid în greutate, măsurată ;
G_{cr} — valoarea debitului critic determinată cu formula :

$$G_{cr} = 2{,}145\, F_1 \sqrt{p_1 \cdot \gamma_1} \quad \text{(kgf/s)}$$

unde : F_1 este secțiunea minimă a difuzorului în m^2 ;
p_1, γ_1 — presiunea, respectiv greutatea specifică a fluidului în secțiunea respectivă în kgf/m^2 și kgf/m^3.

Valoarea coeficientului de rezistență s-a determinat cu formula :

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_1 \cdot C_1^2}$$

unde : $\Delta p = p_1 - p_2$ sînt pierderile de presiune în kgf/m^2 ;
ρ_1 și C_1 — masa specifică respectiv viteza fluidului în secțiunea corespunzătoare în $kgfs^2/m^4$ și m/s.

In fig. 5 se observă o împrăștiere relativ mare a punctelor curbei coeficientului de debit. Aceasta se explică prin schimbarea cupelor ventilului în cameră, care a influențat caracterul scurgerii fluxului în difuzor, precum și prin înlocuirea difuzoarelor cu diferite unghiuri de divergență. Alături s-a

trasat curba I calculată teoretic, pentru comparație. Odată cu reducerea cifrei Re, aceasta se îndepărtează de curba reală, datorită efectului difuzoric.

In partea de jos a fig. 5 s-a reprezentat variația coeficientului de rezistență. Se constată o neînsemnată creștere a acestuia odată cu creșterea cifrei Re pe o porțiune largă $(2{,}5—4{,}3) \cdot 10^5$ ca apoi apropiindu-ne de punctul critic, viteza să nu mai crească (odată cu creșterea debitului crește și

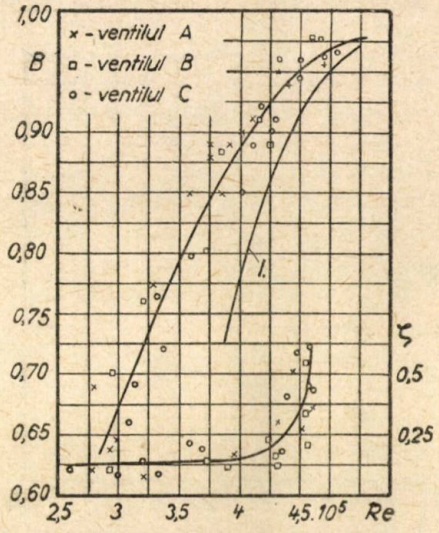


Fig. 5. Influența difuzoarelor asupra caracteristicilor aerodinamice:
1 — caracteristica teoretică.

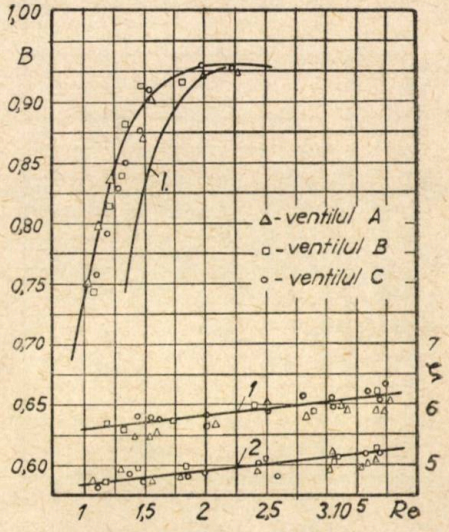


Fig. 6. Influența camerelor ventilelor asupra caracteristicilor aerodinamice:
1 — camera cilindrică; *2* — camera ovală; *I* — caracteristica teoretică.

greutatea lui specifică) în schimb pierderile de presiune să crească foarte mult. Totuși valoarea cantitativă a pierderilor de presiune în aceste organe este relativ coborîtă.

In fig. 6 s-a reprezentat influența formei geometrice a camerelor ventilelor asupra caracteristicii aerodinamice și asupra pierderilor de presiune. Incadrați în alt domeniu al cifrei Re $(10^5—3{,}5 \cdot 10^5)$, camera cilindrică prezintă rezistențe mai mari decît cea ovală. Panta de creștere a rezistențelor se poate considera aceeași în cele două cazuri, pe toată porțiunea de lucru. O influență mai redusă se manifestă asupra coeficientului de debit, curba teoretică *I* fiind mai aproape de cea reală, comparativ cu influența difuzoarelor.

Pentru a vedea cum se manifestă influența coeficientului de rezistență asupra caracteristicilor geometrice ale difuzoarelor s-a trasat fig. 7, unde s-a luat ca parametru cifra Re.

Se constată că la fiecare cifră Re, variația rezistențelor difuzoarelor prezintă un minimum, care odată cu creșterea lui Re se deplasează spre valorile mai mici ale raportului l/d_0. Domeniul de alegere al valorilor optime

pentru l/d_0 este larg în cazul cifrelor Re coborîte, unde şi valoarea rezistenţelor este mică şi se îngustează odată cu creşterea lui Re respectiv a coeficientului de rezistenţă. Astfel pentru $Re=3\cdot10^5$ corespunde o valoare optimă a raportului l/d_0 în jurul lui 4, ceea ce înseamnă că între secţiunea de ieşire F_2 şi cea minimă a difuzorului F_1, corespunde un raport de cca. 3, adică difuzorul *3* cu unghiul de 8°, sau difuzorul *6* cu unghiul de 10° (fig. 3). În cazul însă a cifrei $Re=4{,}4\cdot10^5$, valoarea optimă a raportului l/d_0 este de 2,5 respectiv a raportului secţiunilor de 2,55, la care corespunde difu-

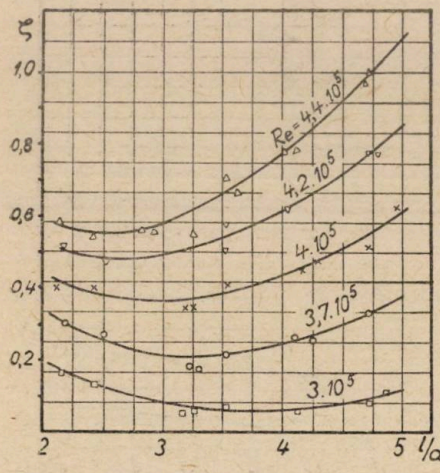


Fig. 7. Variaţia pierderilor de presiune în difuzoare, funcţiune de raportul l/d.

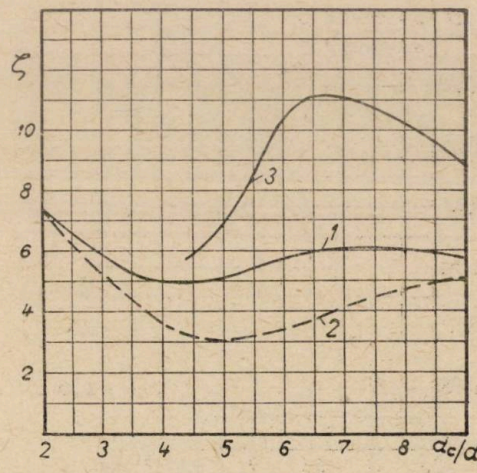


Fig. 8. Variaţia coeficientului de rezistenţă al camerelor ventilelor funcţiune de raportul d_c/d_1:

1 — camera fără nervuri; *2* — camera cu nervuri; *3* — apariţia circulaţiei.

zorul *7* cu unghiul de 12°. Micşorarea lungimii difuzorului este raţională chiar pînă la $l/d_0=2{,}2$, deoarece în difuzoarele cu lungime redusă, pulsaţiile fluxului sînt mai puţin intensive şi nestabilitatea forţelor provocate de ele se manifestă într-o măsură mai mică. Reducerea lungimii difuzorului peste această limită nu este recomandabilă, datorită creşterii pronunţate a pierderilor de energie la ieşire.

În fig. 8 s-a reprezentat variaţia coeficientului de rezistenţă în funcţiune de raportul dintre diametrul interior al camerei ventilului d_c şi diametrul minim al difuzorului d_1. Se constată că atît în cazul camerei C_1 — cilindrice, cît şi în cazul camerei C_2 — ovale, rezistenţele hidraulice întîmpinate la trecerea curentului de fluid prin ele, prezintă un minimum. Camera cilindrică optimă se situiază în limitele $d_c/d_1=3{,}5$—$5{,}5$, în timp ce camera ovală de la 4—6. Rezistenţele camerei ovale sînt în tot intervalul mai mici decît ale camerei cilindrice, care asigură un profil de curgere mai puţin aerodinamic.

Mărimea pierderilor de presiune în cameră este determinată şi de raportul dintre diametrul racordului de intrare în cameră d şi diametrul secţiunii minime a difuzorului d_1, care alături de raportul d_c/d_1 caracterizează gradul

de comprimare al fluidului la trecerea prin cameră. La cutiile de ventile ale turbinelor cu abur sovietice raportul d/d_1 variază în limitele 1—2,2 în timp ce d_c/d_1 variază în limite mult mai largi și anume de la 2 la 7, în funcțiune de parametrii aburului și puterea turbinei. În experiențele noastre s-au utilizat camere avînd $d/d_1=1{,}2$ și 2,9.

Curba *3* din fig. 8 oglindește apariția fenomenului de circulație în camera inelară, care conduce la creșterea bruscă a coeficientului de rezistență de cca. 2 pînă la 3 ori, în cazul camerei cilindrice. Evident că scăderea circulației fluidului este legată de creșterea volumului camerei și prin urmare, de creșterea masei de aer închisă în ea, care în cazul condițiilor noastre se manifestă odată cu depășirea raportului $d_c/d_1=6{,}5$. În domeniul d_c/d_1 cuprins între valoarea 2 și 3,5 avem o curgere stabilă cu reducerea coeficientului de rezistență și fără apariție de turbioane. Între valoarea 3,5 și 4,5 are loc o curgere cu caracter nestaționar, adică circulația apare și dispare. După $d_c/d_1=4{,}5$ apare în cameră o curgere circulară stabilă care se intensifică odată cu creșterea dimensiunilor camerei și atinge maximul la $d_c/d_1=6{,}5$ după care coeficientul de rezistență scade.

Reducerea intensității curgerii circulare, cu ajutorul unei site egalizatoare plasate în secțiunea de intrare a fluidului în cameră, nu s-a putut realiza, datorită efectului neînsemnat produs de aceasta. Cu totul altă situație se prezintă în cazul montării în cameră a nervurilor separatoare. În camera ovală cu nervura montată ca în fig. 3, coeficientul de pierderi s-a redus de cca. 3—4 ori.

Experiențele efectuate de alți autori [3] arată că și în cazul alimentării cutiei de ventile prin două tuburi, prezența nervurii separatoare reduce coeficientul de pierderi la jumătate.

În cazul curgerii fluxului de fluid simetric față de tija ventilului, circulația este întîrziată și coeficienții de rezistență sînt mai mici decît în cazul curgerii nesimetrice. Cum însă în instalațiile industriale este greu să se asigure o curgere simetrică în jurul tijei, soluția cea mai indicată constă din montarea nevurilor pentru împiedicarea formării turbioanelor.

Desigur că asupra pierderilor hidraulice din cameră, o influență importantă manifestă profilul cupei ventilului. Din acest punct de vedere, cel mai bine se comportă profilul *C* (fig. 3). Această cupă însă, în cazul deschiderilor mici ale ventilului, prezintă o mai pronunțată nestabilitate a sistemului [4], care poate duce la distrugerea tijei ventilului. Din această cauză în construcțiile de turbine cu abur, cupa cu profilul retezat *A* este mai răspîndită decît cupele asemănătoare cu profilele *B* și *C*.

Din analiza rezultatelor obținute reiese că varianta optimă a combinării elementelor ar fi compusă din cutia ovală cu profilul *C* și difuzorul de 8° cu raportul secțiunilor $F_2/F_1=2{,}55$. La un coeficient de debit egal cu 0,75, coeficientul de rezistență total ar fi de cca. 3,7. În cazul unei turbine cu abur avînd parametrii de $p_0=90$ at, $t_0=535$ °C și $C_1=60$ m/s, pierderile de presiune ar fi:

$$\Delta p=\zeta\frac{\rho_1\cdot C_1^2}{2}=3{,}7\frac{2{,}5\cdot 3\,600}{2}=16\,650\ \text{kgf/m}^2=1{,}665\ \text{at.}$$

de unde :

$$\frac{\Delta p}{p_0} = \frac{1{,}665}{90} 100 = 1{,}85\%.$$

Aceste pierderi de presiune sînt de 3,25 ori mai mici decît în cazul unei cutii cilindrice fără nervură şi cu un difuzor de lungime mare. Faţă de pierderile de presiune existente în turbine cu abur, introducerea acestor măsuri permite reducerea lor cu 3—6%.

CONCLUZII

1. La construcţii obişnuite ale ansamblului ventile de reglare, pierderile hidraulice la trecerea fluidului prin ele sînt relativ mari, datorită apariţiei fenomenului de circulaţie.

2. Evitarea circulaţiei în camerele ventilelor de reglare, reduce mult pierderile de presiune în ele, ridicînd randamentul turbinelor şi îmbunătăţind siguranţa funcţionării lor.

3. Indepărtarea circulaţiei se realizează cu ajutorul introducerii unor nervuri separatoare plasate în locul apariţiei turbionului, pentru împiedicarea formării lui.

4. Reducerea maximă a pierderilor de presiune în cameră, are loc cînd toate elementele componente ale ansamblului prezintă o formă aerodinamică. In cazul nostru combinaţia optimă a fost compusă din camera ovală, cupa cu nasul prelungit şi difuzorul de 8° cu $F_2/F_1 = 2{,}55$.

BIBLIOGRAFIE

1. B. S. Revzin, V. I. Kamîrin, Energomaşinostroenie nr. 1, 1959, pag. 46.
2. M. E. Deici, G. S. Samoilovici, *Osnovi aerodinamiki osevih turbomaşin.* Maşghiz, Moskva, 1959.
3. L. I. Tubeanski, Istedovanie elementov parovîh i gazovîh turbin i osevîh kompresorov Maşghiz, Moskva-Leningrad, 1960, pag. 133.
4. N. Boboescu, T. Raica, I. Feimer, G. Bozan, Energetica II — 1963.

К УМЕНЬШЕНИЮ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ВЕНТИЛЯХ ПАРОВЫХ ТУРБИН

(РЕЗЮМЕ)

В работе описывается экспериментальная установка и даются геометрические очертания элементов составляющих агрегат регулировочных вентилей паровых турбин.

Были проведены исследования для определения гидравлических сопротивлений при протекании жидкости.

Предлагаются методы для сокращения потерь давления и для оптимального подбора элементов агрегата.

ÜBER DAS VERMINDERN DES DRUCKVERLUSTES IN DEN REGLIERUNGSVENTILEN DER DAMPFTURBINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit werden eine experimentale Vorrichtung und die geometrischen Formen der Elemente der Ventile zum Reglieren der Dampfmaschine vorgestellt.

Mit diesen wurden eine Reihe Versuche unternommen mit dem Zweck der Bestimmung des hydraulischen Widerstandes beim Durchfliessen des Fluides.

Es werden Methoden zum Verringern des Druckverlustes (Druckschwundes) und optimale Kombinationen der Elemente des Agregates vorgeschlagen.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL MEMBRANELOR PLANE CIRCULARE *

DE

L. BOLEANȚU, M. FISCHER

Membranele plane de secțiune circulară au o mare utilizare în construcția de mașini și unele aparate de măsură îndeplinînd anumite funcții pe baza unor proprietăți specifice lor.

Din punct de vedere al calculului se cunosc în literatură diferite criterii de clasificare a acestor membrane. Unul din aceste criterii împarte membranele în :

— Membrane de grosime mare sau plăci în care se produc eforturi specifice datorită momentelor încovoietoare și se calculează după teoria obișnuită a plăcilor rigide.

— Membrane de grosime medie, la care eforturile specifice sînt condiționate atît de momentele încovoietoare, cît și de eforturile de întindere.

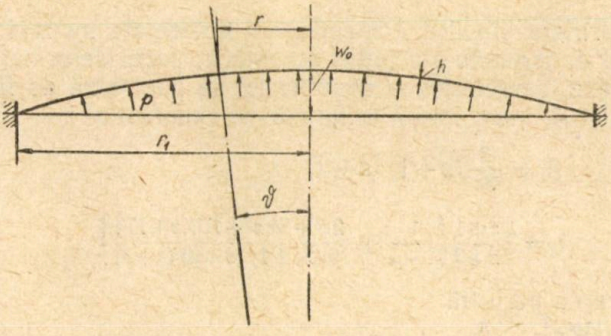


Fig. 1. Schema membranei deformate.

— Membranele subțiri în care se produc eforturi specifice de întindere.

Se știe că rezolvarea problemei săgeților mari [1] ale membranelor metalice plane s-a abordat în prima fază acceptînd pentru unghiul de rotație al normalei ϑ expresia (fig. 1):

$$\vartheta = C(\rho^3 - \rho)$$

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

unde : C este o constantă care nu depinde de ρ și este funcție de presiunea p ;

$\rho = \frac{r}{r_1}$ — raza adimensională ;

r_1 — raza membranei circulare ;

r — raza oarecare în care se face calculul.

Din fig. 1 mai rezultă unghiul de rotație al normalei ϑ ; h — grosimea membranei și W_0 — săgeata maximă a membranei.

Această expresie a condus la caracteristica membranei de forma :

$$\frac{pr_1^4}{Eh^4} = \frac{16}{3(1-\mu^2)} \cdot \frac{W_0}{h} + \frac{2}{21} \cdot \frac{23-9\mu}{1-\mu} \left(\frac{W_0}{h}\right)^3$$

pentru membrana încastrată perfect.

În toate cazurile au fost stabilite relații cubice între săgeata maximă w_0 și presiunea p, care pot fi concentrate sub forma :

$$\frac{pr_1^4}{Eh^4} = \frac{A_1}{1-\mu^2} \cdot \frac{W_0}{h} + A_3 \left(\frac{W_0}{h}\right)^3. \tag{1}$$

O aprofundare a cercetărilor a condus la concluzia că asemenea rezultate rămîn valabile pentru $\frac{W_0}{h} < 3$. În cazul $\frac{W_0}{h} > 3$ s-a acceptat pentru ϑ următoarea valoare :

$$\vartheta = C(\rho^z - \rho) \tag{2}$$

după care suprafața elastică a membranei deformate nu mai este o suprafață de gradul 4, așa cum s-a putut accepta în cazul deformațiilor mici.

În acest caz, caracteristica membranei se păstrează de forma (1), dar coeficienții A_1 și A_3 iau o formă în funcție de exponentul z

$$A_1 = \frac{2}{3z}(z+1)(z+3) \tag{3}$$

$$A_3 = 2\frac{z+1}{z+3}\left\{\frac{1}{1-\mu} + \frac{2z^3+39z^2+167z+174}{6(2z+1)(z+2)(z+5)}\right\} \tag{4}$$

pentru încastrarea perfectă.

Mărimea $\left(\frac{W_0}{h}\right)^2 = \frac{B}{1-\mu^2}$ se poate calcula, cunoscînd :

$$B = \frac{(z^2-9)(z+1)(z+3)}{z^2} :$$

$$: \left\{\frac{6}{1-\mu} + \frac{16z^6+296z^5+2\,178z^4+789z^3+14{\cdot}535z^2+12\,726z+4\,011}{(2z+1)^2(z+2)^2(z+5)^2}\right\} \tag{5}$$

pentru membrana încastrată perfect.

Cunoscînd pe z se poate determina caracteristica membranei trasată în fig. 2 (curba *1*), pînă la $\frac{pr_1^4}{Eh^4} = 4\,000$ după lucrarea [1], iar mai departe au fost făcute calculele folosind relațiile de mai sus (3), (4), (5).

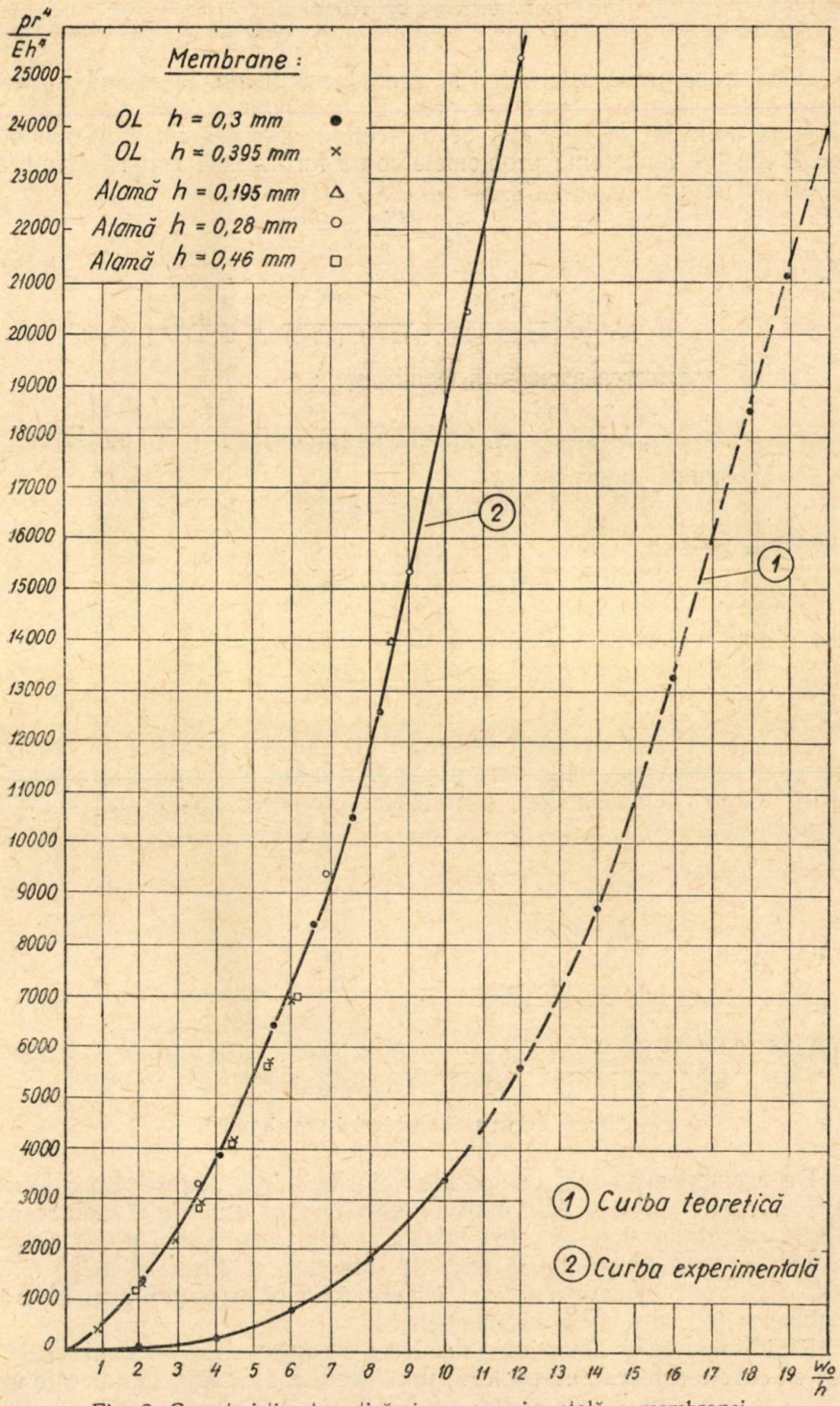


Fig. 2. Caracteristica teoretică şi cea experimentală a membranei.

După trasarea caracteristicii se procedează invers la calculele aferente membranelor. Pentru o anumită presiune p și dimensiuni ale membranei (r_1, h) și material (E kgf/cm^2) se determină valoarea lui z în funcție de care se rezolvă apoi toate problemele ce se formulează asupra membranei.

Cunoscînd :

$$T_1 = \frac{Ehr_1}{r}\psi \tag{6}$$

unde :

$$\psi = \frac{1}{2}C^2\left[\frac{\rho^{2z+1}}{2z(2z+2)} - \frac{2\rho^{z+2}}{(z+1)(z+3)} + \frac{\rho^3}{8} + a\rho\right]$$

Pentru încastrarea perfectă a membranei :

$$C = \frac{W_0}{r_1}\cdot\frac{2(z+1)}{z-1} \quad \text{și} \quad a = \frac{(z-1)^2}{4(z+1)(z+3)}\left[\frac{1}{1-\mu} + \frac{z+6}{2z}\right].$$

De asemenea cunoscînd :

$$\vartheta = C(\rho^z - \rho)$$

se poate calcula :

$$M_1 = -\frac{DC}{r_1}(z-1). \tag{7}$$

Cu cele două valori (T_1) și (M_1) se poate calcula :

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{h} + \frac{6M_1}{h^2}. \tag{8}$$

Caracteristica membranei este deci un element hotărîtor în rezolvarea problemei membranelor circulare plane. Din acest motiv s-au întreprins măsurători pentru a vedea dacă ecuația caracteristicii membranei se verifică experimental.

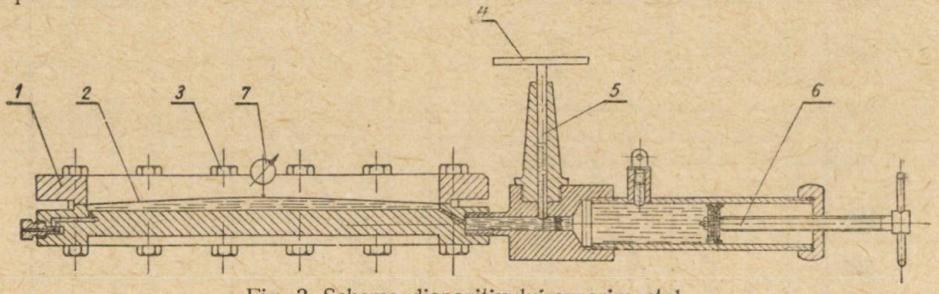


Fig. 3. Schema dispozitivului experimental.

De asemenea au fost comparate valorile lui σ_1 deduse din măsurarea electroextensometrică a deformațiilor specifice pe suprafața membranei și valorile calculate cu relația (8) pentru studiul membranei plane circulare.

Dispozitivul experimental (fig. 3) este format dintr-un cadru circular foarte rigid (*1*) în care s-a fixat membrana circulară (*2*) prin strîngerea șuruburilor (*3*) cu o cheie dinamometrică.

Rigiditatea celor două inele masive s-a controlat la presiunile cele mai mari cu care s-a lucrat, cu ajutorul unui ceas comparator. Din aceste măsu-

rători a reieșit o rigiditate perfectă a dispozitivului în domeniul presiunilor utilizate la efectuarea determinărilor față de deformațiile membranei.

Presiunea s-a produs printr-o încărcare directă asupra talerului *4*, montat pe un piston *5*, alimentat cu ulei prin pistonul *6*. În vederea eliminării influenței forței de frecare între pistonaș și cilindru asupra măsurării presiunii, la care a fost supusă membrana, în timpul măsurării presiunii pistonașului i s-a dat o mișcare de rotație.

Măsurarea lui w_0 s-a făcut cu un ceas comparator *7* montat pe un suport. Pentru a scoate în evidență o eventuală influență a apăsării acului comparatorului asupra mărimii săgeții măsurate s-a determinat forța de apăsare al acestui arc asupra membranei. Cunoscînd acea forță, comparatorul fiind montat, s-a aplicat în imediată vecinătate a acului comparatorului o forță de apăsare egală în valoare cu de 5 ori apăsarea acului, la care însă nu s-a putut observa o influență sensibilă asupra mărimii.

Deoarece anumite asimetrii în rezultatele experimentale pot fi cauzate de încastrarea neuniformă pe contur sau de ondulații inițiale ale membranei, s-a căutat să se separe aceste două influențe repetînd măsurătorile după o nouă prindere a membranei în aceeași poziție și în a doua fază după o nouă prindere a membranei rotite cu 90° față de poziția ei inițială.

Membranele folosite în timpul cercetărilor au fost din oțel, respectiv din alamă de diferite grosimi. S-au folosit 2 bucăți membrane din oțel cu $E=2{,}1\cdot10^6$ kgf/cm^2 și grosimi $h=0{,}3$ mm și 0,395 mm și 3 bucăți membrane din alamă cu $E=1{,}15\cdot10^6$ kgf/cm^2 și grosimi $h=0{,}195$ mm; 0,28 mm și 0,46 mm.

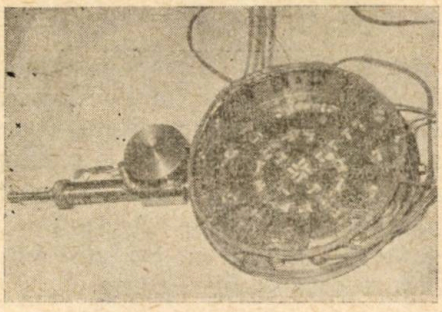


Fig. 4. Fotografia dispozitivului experimental și a amplasării traductorilor.

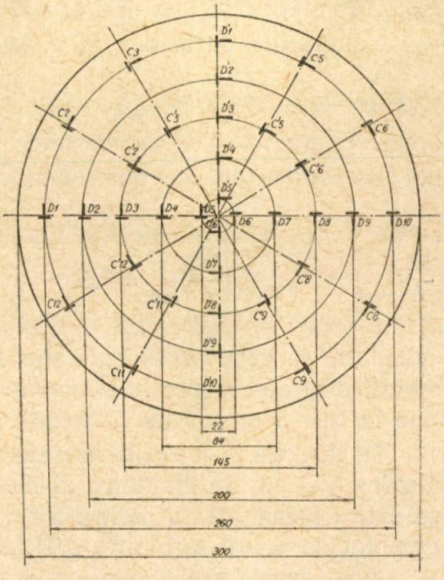


Fig. 5. Schema amplasării traductorilor.

Pentru a compara valoarea teoretică a lui σ_1 calculată cu relația (8) cu valorile experimentale s-au efectuat măsurători electroextensometrice asupra a două membrane de oțel la diferite presiuni. În figura 4 este redată fotografia amplasării traductorilor pe una din membranele studiate, iar în figura 5 schema amplasării traductorilor pe aceleași membrane.

Cunoscînd valorile ε_r și ε_t din măsurătorile electroextensometrice, se poate calcula :

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2}[\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t] \tag{9}$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2}[\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r] \tag{10}$$

REZULTATELE EXPERIMENTALE ȘI COMPARAREA LOR CU VALORILE CALCULATE

Caracteristica membranei. In fig. 2 s-a reprezentat prin curba 1, caracteristica teoretică a membranei după lucrarea [1], completată cu porțiunea punctată după calcule, conform relațiilor (3), (4) și (5). In aceeași figură s-a reprezentat curba caracteristică experimentală pentru două membrane de oțel cu grosimi medii măsurate $h=0{,}3$ mm și 0,395 mm și trei membrane din alamă ($E=1{,}15\cdot 10^6$ kgf/cm^2 determinat experimental) de grosimi $h=0{,}195$ mm ; 0,28 mm și 0,46 mm.

Comparînd curbele *1* și *2*, se constată că toate punctele determinate experimental se așează pe o curbă și deci funcția $\frac{pr_1^4}{Eh^2}$ în funcție de $\frac{W_0}{h}$ este o curbă caracteristică membranelor cu deformații mari, dar curba teoretică 1 nu corespunde cu cea determinată experimental. Diferența între cele două curbe caracteristice este esențială. La o valoare $\frac{pr_1^4}{Eh^4}=10\,000$ corespunde $\left(\frac{W_0}{h}\right)_{teor}=14{,}6$ și $\left(\frac{W_0}{h}\right)_{exp}=7{,}5$.

Eforturi specifice. La o diferență așa de importantă între valorile W_0 calculată, respectiv măsurată sînt firești deosebiri mari și între deformațiile specifice locale, respectiv eforturile specifice. Aceste diferențe au fost constatate la cele 5 membrane cercetate. Se reproduc o parte din aceste rezultate.

In figurile 6, 7, 8 sînt trasate diagramele de variație a efortului specific maxim (σ_1) pe un diametru al membranei, determinînd pe cale teoretică și pe cale experimentală pentru membrane de oțel de grosime $h=0{,}395$ mm la presiuni de 0,3015 kgf/cm^2 ; 0,612 kgf/cm^2, respectiv 1,015 kgf/cm^2.

Din curbele experimentale se observă că pe porțiunea centrală a membranei pentru $\rho\cong 0$—0,4 ea se comportă ca o suprafață sferică, σ_1 fiind constant, iar pentru $\rho=0{,}4$—1, σ_1 scade, ceea ce se poate explica prin apariția influenței încastrării, care face ca în apropierea ei valoarea ε_t (relația 9) să tindă către zero.

Din motive de amplasare a traductorilor nu s-a putut măsura efortul unitar în dreptul încastrării. Făcînd comparația între curba teoretică și cea experimentală se vede că într-adevăr — conform așteptării — eforturile

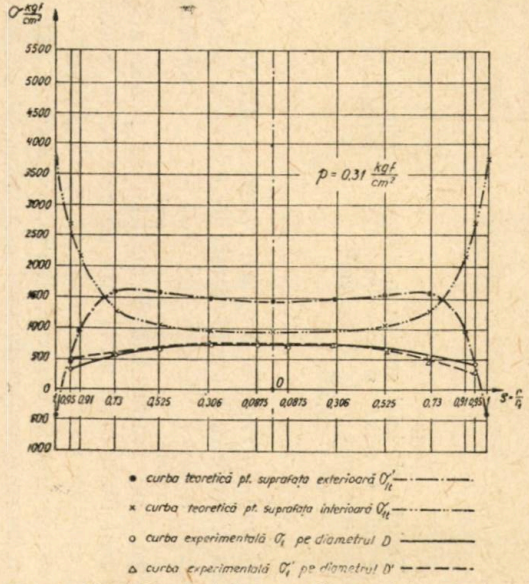


Fig. 6. Variația efortului specific σ_1 determinat pe cale teoretică și experimentală pentru presiunea p=0,31 kgf/cm², membrana OL h=0,395.

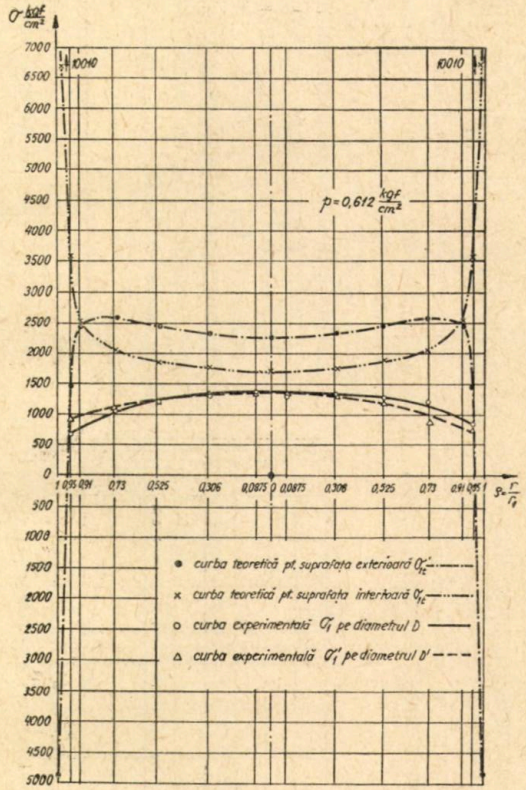


Fig. 7. Variația efortului specific σ_1 determinat pe cale teoretică și experimentală pentru presiunea p=0,612 kgf/cm² OL h=0,395.

specifice calculate sînt considerabil mai mari decît cele reale. Această diferență nu se păstrează constantă, ci pe măsura creșterii lui ρ, adică spre încastrare, această diferență crește, devenind foarte mare, însă de semn schimbat în secțiunea de încastrare. Variația funcție de ρ a diferențelor procentuale între valorile calculate și măsurate este redată în fig. 9.

Se vede că la presiuni mici, diferențele spre centrul membranei sînt mai mari decît la presiuni mai ridicate, însă în încastrare diferențele cele mai mari apar pentru presiunea maximă. Această situație se datorește faptului că la presiuni mari valoarea lui z este foarte mare (exemplu : $z=42{,}3$ pentru $p=1{,}015$ kgf/m²), iar în calculele lui T și M (relațiile 6 și 7) intervine factorul ρ^z care crește foarte repede cînd valoarea lui ρ tinde spre unitate. Din figurile 6,

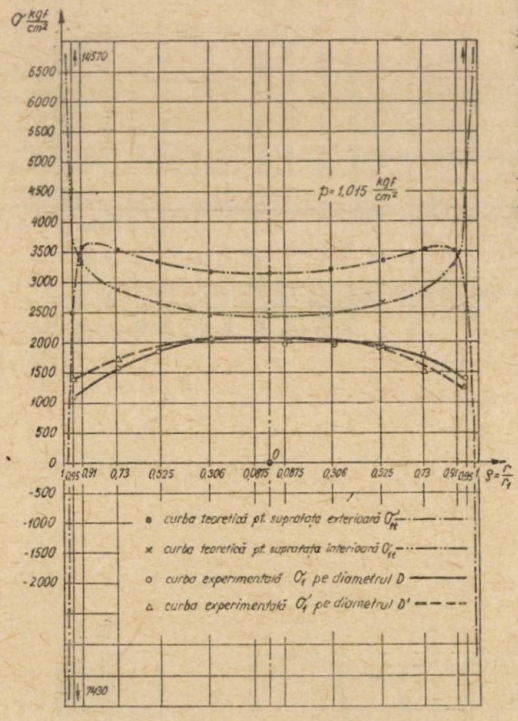


Fig. 8. Variația efortului specific σ_1 determinat pe cale teoretică și experimentală pentru presiunea $p=1{,}015$ kgf/cm² OL $h=0{,}395$.

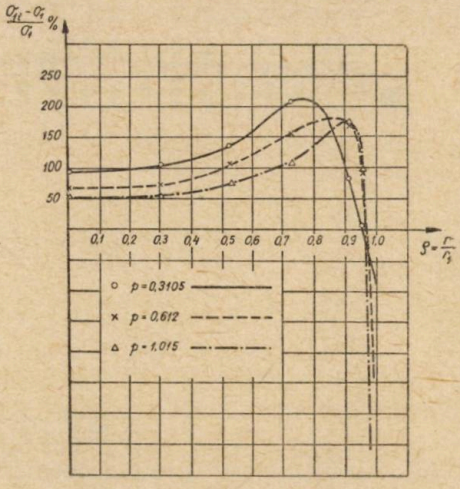


Fig. 9. Variația funcție de ρ a diferenței procentuale între valorile măsurate și calculate ale lui σ_1.

7, 8 rezultă valori exagerat de mari pentru σ_1 din fața exterioară și în special pentru fața interioară a membranei ; de exemplu pentru $p=1{,}015$ kgf/cm² se ating valorile $\sigma_{1ext}{}_{\rho=1}=7\,430$ kgf/cm², $\sigma_{1int}{}_{\rho=1}=14\,570$ kgf/cm². Cu toate că în încastrare nu s-au măsurat deformațiile, se poate afirma că aceste valori calculate sînt mult prea mari față de cele reale, deoarece efortul unitar de rupere al oțelului membranei este de $\sigma_r=7\,000$ kgf/cm², iar în realitate nu s-a atins nici limita de curgere, așa cum s-a constatat la reechilibrarea sistemului de măsurare, respectiv la demontarea membranei.

CONCLUZII

Comparînd rezultatele teoretice și cele experimentale obținute în cercetarea membranei de diametru 300 mm din oțel, respectiv alamă, de grosimi variind între $h=0{,}195—0{,}46$ mm se constată o nepotrivire importantă între caracteristica teoretică și caracteristica experimentală a membranelor, înregistrîndu-se experimental deformații maxime W_0 pe jumătate ca cele calculate pe baza teoriei expuse în lucrarea [1] și abateri tot așa de importante între eforturile specifice maxime σ_1. Cu toate erorile iminente sistemului de măsurare folosit extensometrie electrică și ceas comparator mărimea abaterilor valorilor teoretice față de cele experimentale fac necesară revederea calculului acestor membrane în domeniul deformațiilor mari, considerînd și pe mai departe valabilă caracteristica $\frac{pr_1^4}{Eh^4}$ funcție de $\frac{W_0}{h}$, dar cu alte expresii pentru valorile din (2), (3), (4) și (5).

BIBLIOGRAFIE

1. S. D. Ponomariov, V. L. Biderman, *Calculul de rezistență în construcția de mașini*, vol. II, (trad. l. rusă), Editura tehnică, București, 1963.

К ИЗУЧЕНИЮ ПЛОСКИХ КРУГЛЫХ МЕМБРАН

(РЕЗЮМЕ)

В работе делается экспериментальное изучение деформации и нагрузки тонких мембран защемленных по контуру и находящихся под действием равномерно распределенных по всей поверхности.

Делается сравнение экспериментальных результатов с полученными по методу, теоретических расчетов даных во втором томе С. Д. Пономариова «Расчет на прочность в машиностроении».

Сравниваются удельные напряжения и характеристики мембраны.

Экспериментальные измерения производились с помощью приспособления котороя дало возможность постояно нагрузить мембрану и измерять с помощью весов действующее давление.

С помощью измерений получены кривые экспериментальной характеристики мембраны, $\frac{pr_1^4}{Eh^4}=f\left(\frac{W_0}{h}\right)$ и электротензометрических измерений для определения измерения удельных напряжений в мембране.

Заметно значительное отклонение теоретической характеристичной кривой от экспериментальной а также между реальными и расчетными удельными напряжениями. Установлено что теоретический метод дает деформации и удельные напряжения больше экспериментальные.

BEITRAG ZUM STUDIUM VON KREISFÖRMIGEN, EBENEN MEMBRANEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit enthält ein Experimentalstudium der Verformungen und Spannungen in dünnen, am Rand eingespannten Membrane, die mit einem gleichverteilten Druck belastet sind. Die Messergebnisse werden mit den Ergebnissen der Berechnungen nach S. D. Ponomariov und V. L. Bidermann verglichen.

Die Versuche wurden mit einer Vorrichtung durchgeführt, die einen veränderlichen Druck, der durch Auflegen von Gewichten direkt gemessen wurde, erzeugte. Es wurden Verformungsmessungen durchgeführt um die experimentelle Kennlinie der Membrane $\frac{pr_1^4}{Eh^4} = f\left(\frac{W_0}{h}\right)$ aufzuzeichnen, und Messungen mit Dehnungsmesstreifen um die Spannungen zu ermitteln. Es konnte eine bemerkenswerte Abweichung der experimentellen Kennlinie und der gemessenen Spannungen von der Kennlinie und den Spannungen, die durch Berechnung ermittelt wurden, festgestellt werden, wobei die berechneten Werte weit höher liegen als die gemessenen.

ASUPRA SISTEMELOR DE INCERCARE A TRANSMISIILOR PRIN FRECARE CU ELEMENT FLEXIBIL *

DE

N. GHEORGHIU, I. FEIMER

1. CARACTERISTICA UNIVERSALA

Funcţionarea unei transmisii prin frecare cu element flexibil este definită prin caracteristica universală :

$$\xi=\xi(\varphi)\ ;\quad \eta=\eta(\varphi).$$

(familiile curbelor de alunecare elastică ξ şi randament η în funcţie de coeficientul de tracţiune φ).

Capacitatea portantă a transmisiei atinge regimul optim în vecinătatea valorilor ξ_0, η_0 şi φ_0 pentru care funcţionarea se menţine stabilă, iar randamentul mecanic respectiv puterea transmisă devin maxime (fig. 1).

In consecinţă, parametrii de proiectare vor trebui astfel aleşi încît transmisia să realizeze funcţionarea cea mai economică. Pe această bază, cercetătorii sovietici Beliaev V. N. şi Ivanov E. A. [1], [2] au pus la punct o nouă metodă de calcul care a obţinut utilizare universală în tehnica modernă.

Complexitatea factorilor funcţionali face imposibilă determinarea caracteristicei universale pe cale teoretică [3], [4]. Din aceste motive se recurge la experimentarea transmisiilor prin frecare cu element flexibil pe instalaţii speciale.

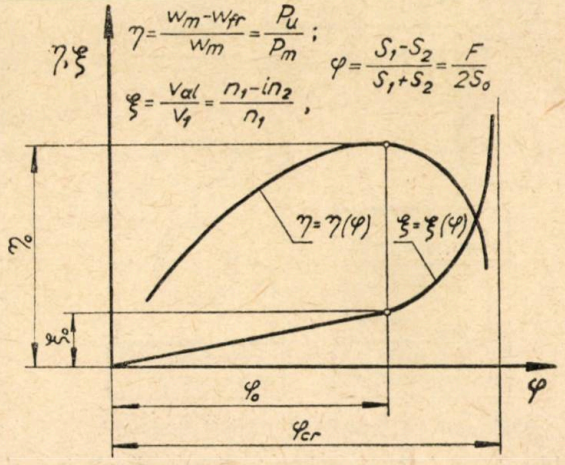


Fig. 1. Caracteristica universală a transmisiilor prin frecare cu element flexibil.

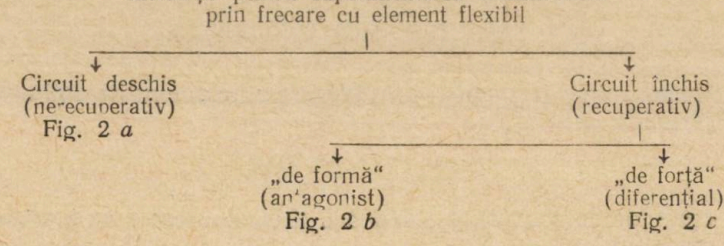
* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări ştiinţifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Indiferent de natura mijloacelor de investigație, programul experimental se realizează în regim staționar de funcționare prin variația parametrilor fundamentali:

— tensiune inițială (σ_0), gradul de deformație $\left(\frac{D}{h}\right)$, viteza elementului flexibil (v) și raportul de transmitere (i).

Reproducerea unor condiții particulare de lucru (suprasarcini la demaraj, șocuri etc.) este legată de dificultăți mari și conduce la rezultate strict limitate [5].

Tipurile principale de instalații experimentale sînt redate în schema următoare:



Circuitul deschis este caracterizat prin aceea că puterea transmisă de motor elementului încercat este preluată de un transformator energetic tip frînă (mecanică, hidraulică, electrică etc.) (fig. 2, *a*).

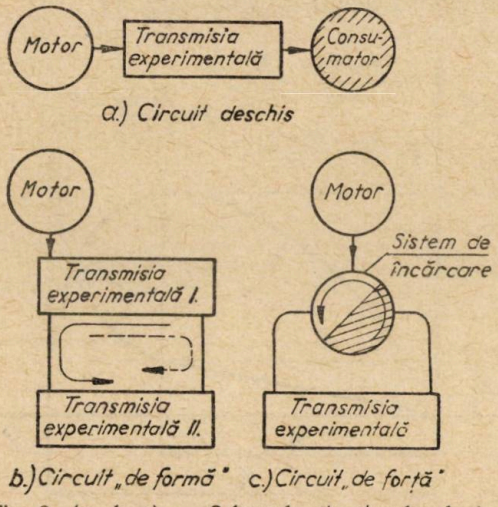


Fig. 2. (*a, b, c*) — Schemele structurale ale instalațiilor experimentale.

La circuitul închis puterea transmisă de elementul încercat arborelui condus este redată arborelui motor printr-un sistem adecvat, motorul de acționare compensează doar pierderile energetice ale conturului.

În afară de condiția generală, a variației energiei circulate pe contur, circuitele închise folosite pentru experimentarea transmisiilor prin frecare cu element flexibil ridică o problemă distinctă: compensarea alunecării elastice.

În funcție de modul de rezolvare al acestei probleme, circuitele închise se împart în două categorii:

a) Circuite „de formă" la care conturul este realizat prin două transmisii (fig. 2, *b*) experimentale antagoniste încărcate prin introducerea unei alunecări forțate [6].

b) Circuite „de forță" la care conturul este realizat dintr-o transmisie experimentală și un sistem diferențial (mecanic, hidraulic, electric) pentru variația încărcării și compensarea alunecării [5] (fig. 2, *c*).

Ambele variante sînt echivalente sub aspect funcțional și energetic cu deosebirea că circuitele „de formă" se caracterizează printr-o mare simplitate constructivă.

2. STUDIUL FUNCȚIONAL-ENERGETIC AL INSTALAȚIILOR EXPERIMENTALE

Deosebirile calitative dintre circuitul deschis și închis pot fi evidențiate prin analiza expresiei randamentului transmisiei experimentale.

Se admite în mod convențional că puterea transmisă de elementul flexibil este egală cu puterea preluată de arborele condus :

$$P_2 = P_u . \tag{1}$$

Pentru circuitul deschis apare evidentă egalitatea dintre puterea motorului de antrenare și puterea preluată de arborele motor (fig. 3):

$$P_m = P_1 . \tag{2}$$

Pe baza relațiilor (1) și (2) rezultă expresia randamentului mecanic al transmisiei experimentale într-un circuit deschis :

$$\eta = \frac{P_u}{P_m} = \frac{P_2}{P_1} . \tag{3}$$

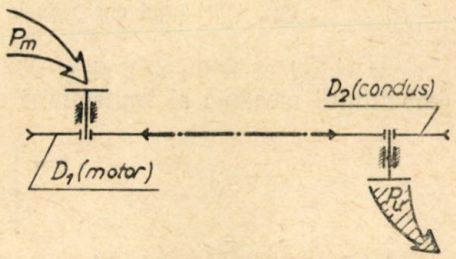


Fig. 3. Bilanțul energetic la circuitul deschis.

Circuitul închis * se poate analiza în varianta circuit „de formă" concluziile aplicîndu-se integral și circuitului „de forță".

Alunecarea forțată se obține prin mici variații sincrone ale diametrelor roților situate pe diagonala conturului (D_{12}^x, D_{21}^x— fig. 4). În acest mod cele două transmisii experimentale funcționează antagonist.

Sensul fluxului energetic este determinat de semnul variației ΔD. În cazul $\Delta D > 0$ și pentru η=ct pe contur, vom avea :

— pentru transmisia experimentală I : la roata motoare $P_{11} = \frac{1}{\eta} P_{12} = \frac{P_{1u}}{\eta}$; și la roata condusă $P_{12} = P_{1u}$ (4)

— pentru transmisia experimentală II :

* Prima analiză teoretică a circuitului „de formă" a fost dată de cercetătorul sovietic Gadolin V. L. și colaboratorii [6].

— la roata motoare $P_{21} = \frac{1}{\eta} P_{22} = \frac{P_{2u}}{\eta}$ (5)

— și la roata condusă $P_{22} = P_{2u} \cong P_{11}$.

Principiul conservării energiei aplicat pentru arborele de antrenare conduce la egalitatea :

$$P_m \cong P_{21} - P_{12} \tag{6}$$

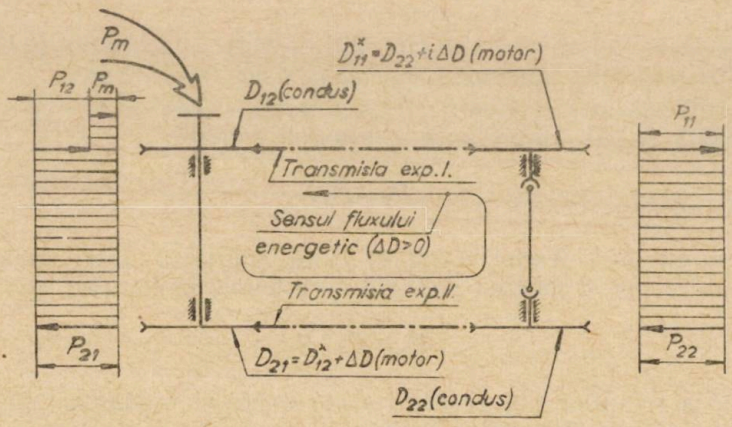


Fig. 4. Bilanțul energetic la circuitul închis („de formă").

Asociind relațiile (4) și (5) la egalitatea (6), se obține expresia randamentului mecanic al transmisiei experimentale într-un circuit închis :

$$\eta = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{P_m}{P_{1u}}}}. \tag{7}$$

In cazul $\Delta D > 0$ relațiile (4) și (5) își menține valabilitatea prin permutarea indicilor (motor $\rightleftharpoons$ condus).

Rezultatele studiului funcțional energetic se concretizează prin două observații :

a) Cele două transmisii antagoniste preiau puteri diferite fapt care conduce la o neuniformitate a încărcării conturului a cărei valoare relativă este :

$$\frac{\Delta P_u}{(P_u)_{med}} = \pm \frac{P_{2u} - P_{1u}}{\frac{P_{2u} + P_{1u}}{2}} = \pm 2 \frac{1-\eta}{1-\eta}. \tag{8}$$

La circuitul „de formă" acest fenomen parazit conduce la eronarea rezultatelor experimentale — deci la falsificarea caracteristicei universale (pentru $\eta \leqslant 0{,}8$ $P_{2u} \geqslant 1{,}25\, P_{1u}$).

O ameliorare a justeței măsurătorilor se poate realiza dacă mărimile derivate φ și ξ se raportează la $(P_u)_{med}$.

Precizia circuitului „de forță" este indiferentă la descărcarea unei porțiuni din contur (întrucît se experimentează doar o singură transmisie!).

b) La puteri egale pentru motorul de antrenare, variația relativă a încărcării conturului închis raportat la cel deschis are valoarea:

$$\frac{(P_u)_{med}}{P_u} = \frac{1}{2(1-\eta)} \qquad (9)$$

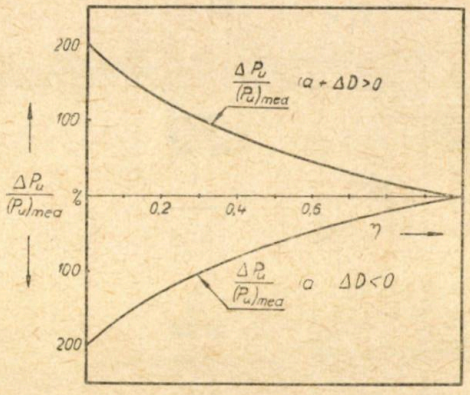


Fig. 5. Gradul de neuniformitate al încărcării conturului la circuitul închis.

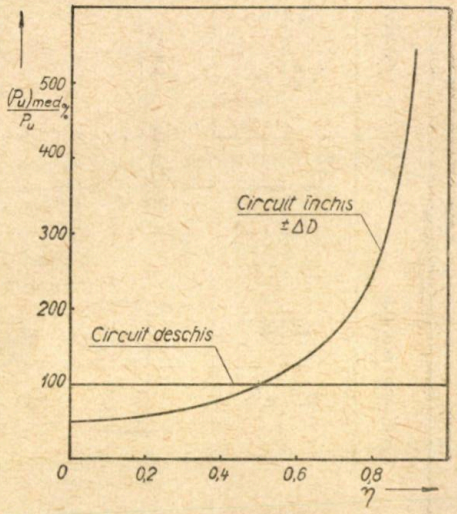


Fig. 6. Variația relativă a încercării circuitului închis față de cel deschis pentru aceeași putere a motorului.

De aici rezultă superioritatea circuitului închis sub raportul consumului energetic față de circuitul deschis $\left(\text{pentru } \eta > 0{,}5 \; \frac{(P_u)_{med}}{P_u} > 1\right)$.

3. MĂSURAREA MĂRIMILOR DERIVATE

Funcțiile de definiție ale caracteristicii universale $\eta = \eta(\varphi)$ și $\xi = \xi(\varphi)$ sînt mărimi derivate în urma unui complex de măsurători.

Determinarea alunecării elastice ξ și a coeficientului de tracțiune φ constituie o problemă rezolvată de cercetările anterioare [3], [4], [6].

Randamentul mecanic al transmisiei se poate determina prin măsurători de putere (moment și turație) în minimum două puncte distincte ale conturului experimental:

$$\eta = \eta(P_l, P_j). \qquad (10)$$

Aceste măsurători se efectuează prin intermediul unor mijloace variate dintre care se citează (fig. 7, *a*, *b*, *c*):

Tabela 1

Nr. crt.	Sistem experimental	Varianta de măsurare	Randament mecanic	Eroarea relativă
1	Circuit deschis și circuit de forță	1.1 $MB\,(CT, RT) \Rightarrow GB\,(CT, RT)$	$\eta = \frac{P_u}{P_m} = \frac{P_2}{P_1}$	$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{\Delta P_m}{P_m}$
2	Circuit de formă	2.1 $MB\,(CT, RT) \Rightarrow RT_1$	$\eta = \left(\frac{1}{1 + \frac{P_m}{P_{12}}}\right)^{\frac{1}{2}}$	$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1-\eta^2}{2}\left(\frac{\Delta P_m}{P_m} + \frac{\Delta P_{12}}{P_{12}}\right)$
		2.2 $CT_I \Rightarrow CT_{II}$	$\eta = \frac{P_{22}}{P_{21}}$	echivalent cu 1.1
		2.3 $MB\,(CT, RT) \Rightarrow CT_I$	$\eta = \left(1 - \frac{P_m}{P_{21}}\right)^{\frac{1}{2}}$	$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1-\eta^2}{2\eta^2}\left(\frac{\Delta P_m}{P_m} + \frac{\Delta P_{12}}{P_{12}}\right)$
		2.4 $MB\,(CT, RT) \Rightarrow CT_{II}$	$\eta = \frac{1}{2}\left\{\left[4 + \left(\frac{P_m}{P_{22}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} - \frac{P_m}{P_{22}}\right\}$	$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \frac{1-\eta^2}{1+\eta^2}\left(\frac{\Delta P_m}{P_m} + \frac{\Delta P_{22}}{P_{22}}\right)$
		2.5 $RT_{12} \Rightarrow RT_{11}$	$\eta = \frac{P_{12}}{P_{11}}$	echivalent cu 1.1

— motoare electrice cu stator basculant (MB), cuplaje torsiometrice (CT) și roți torsiometrice (RT).

În funcție de sistemul instalației și accesibilitatea pe conturul experimental, posibilitățile de măsurare ale randamentului mecanic sînt următoarele :

1. Circuitul deschis și circuitul „de forță" permite o singură variantă de măsurare — efectuată pe roțile motoare și condusă a transmisiei experimentate (fig. 7, *a* și *c* ; tab. 1/1.1.).

2. Circuitul „de formă" oferă cinci variante distincte de măsurare (fig. 7, *b* ; tab. 1/2.1 ... 2.5).

Relațiile de calcul ale randamentului în funcție de mărimile măsurate sînt centralizate în tabela 1.

Evaluarea performanțelor metrologice ale variantelor menționate se poate realiza prin intermediul erorii relative a măsurătorii considerată indice comparativ de precizie (tabela 1):

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \left|\frac{\partial\eta}{\partial P_i}\right| \cdot \frac{\Delta P_i}{\eta} + \left|\frac{\partial\eta}{\partial P_j}\right| \cdot \frac{\Delta P_j}{\eta} = \frac{\Delta P_i}{P_i} \cdot f_i(\eta) + \frac{\Delta P_j}{F_j} f_j(\eta). \qquad (11)$$

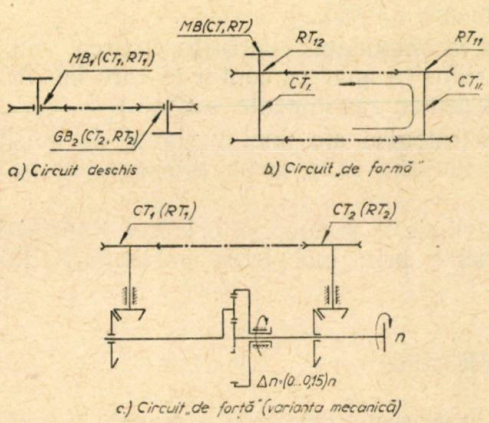


Fig. 7. Posibilitățile de măsurare pe conturile experimentale.

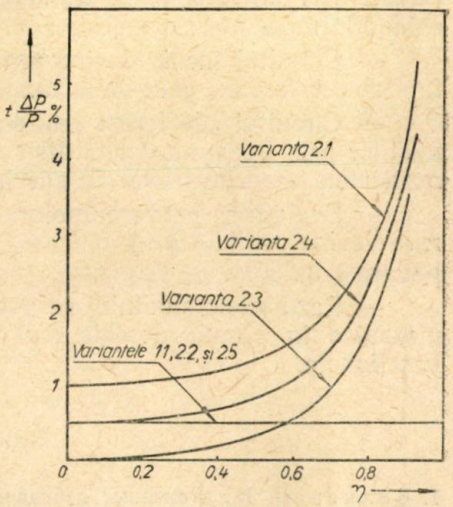


Fig. 8. Performanțele metrologice ale variantelor de măsurare la circuitul închis și deschis.

Această funcție, definește în fond legea de propagare a indicilor de precizie $\frac{\Delta P_i}{P_i}$ și $\frac{\Delta P_j}{P_j}$ asupra mărimii măsurate η.

În ipoteza egalității :

$$\frac{\Delta P_i}{P_i} = \frac{\Delta P_j}{P_j} = \frac{\Delta P}{P},$$

perfect plauzibilă pentru o primă tatonare, rezultă criteriul de evaluare al performanțelor metrologice [7]:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta \eta}{\eta} \cdot f(\eta). \tag{12}$$

Dacă la măsurarea randamentului se impune o anumită eroare relativă admisibilă $\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_a$, cu relația (12) se stabilesc valorile necesare $\frac{\Delta P}{P}$. In acest mod, se fundamentează obiectiv acuratețea măsurătorii.

In figura 8 este aplicat acest criteriu pentru variantele analizate (tabela 1) la o eroare relativă admisă $\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_a = 1\%$. Se observă că varianta 2.1 a circuitului „de formă" este cea mai convenabilă sub acest aspect în raport cu circuitul deschis și cel „de forță".

4. CONCLUZII

Analiza energetică a sistemelor experimentate pentru determinarea caracteristicei universale, la transmisiile prin frecare cu element flexibil, a evidențiat următoarele aspecte:

— Circuitul închis devine rentabil, sub raportul consumului energetic, față de cel deschis, doar de la randamente $\eta > 0{,}5$.

— Circuitul „de formă" nu este recomandabil pentru încercarea transmisiilor prin frecare datorită disimetriilor ce apar pe contur și care falsifică rezultatele experimentale (în special pentru randamente $\eta \leqslant 0{,}8$.)

— Evaluarea performanțelor metrologice ale unei variante de măsurare devine posibilă prin aplicarea criteriului (12), dedus din legea de propagare a indicilor de precizie.

— Rezultatele studiului se pot extinde la încercarea oricăror transmisii mecanice în circuit deschis sau închis prin includerea particularităților funcționale.

BIBLIOGRAFIE

1. Беляев В. Н., Ременные передачи иностранные стандарты и нормали с приложением стандартов СССР, Харкоммаш — Москва 1938.
2. Иванов Е. А., Ременные передачи, Машгиз — Москва 1946.
3. Andreescu I., Horovitz B., Gheorghiu N., Cu privire la încercarea curelelor de transmisie, (partea I-a și a II-a), Industria Ușoară, 1958/nr. 1, pag. 13—18, 1959/nr. 9, p. 336—342.
4. Пронин Б. А., Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы, Машгиз 1960.
5. Kretschmer A., Eine Leistungsprüfanlage für Triebelemente, Materialprüfung 1(1959)/nr. 4. pag. 132—141.
6. Гадолин В. А., Лукин В. И., Буланже А. В., Лукианов В. И., Изыскание метода испытания клиновых ремней в замкнутом силовом контуре, Тема № 2706/1959 каф. Детали машин МВТУ — Москва.
7. Worthing A. G., Geffner J., *Prelucrarea datelor experimentale*, Editura Tehnică 1959.

ОБ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ПЕРЕДАЧ ТРЕНИЕМ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

(РЕЗЮМЕ)

Проведенное исследование расъясняет и сравнивает некоторые энергетические и метрологические вопросы, появляющиеся при испытании передач трением с гибкой связью.

Таким образом, с энергетической точки зрения, выявляется, что замкнутый контур становится экономичным по сравнению с открытым, только при к. п. д. $\eta > 0{,}5$.

«Формальный» контур не может быть использован для испытания передач трением, так как результаты получаются ошибочными — положение, не происходящее при испытании других видов механических передач.

Оценка метрологических характеристик опытной системы становится возможной при применении закона распространения показателей точности.

SUR LES SYSTÈMES D'ESSAI DES TRANSMISSIONS PAR FROTTEMENT À ÉLÉMENT FLÉXIBLE

(RÉSUMÉ)

L'étude effectuée clarifie et compare certains aspects énergetiques et métrologiques qui ont lieu durant l'essai des transmissions par frottement à élément flexible.

Au point de vue énergétique on met en évidence le fait que le contour fermé devient plus économique par rapport à celui ouvert seulement pour le rendement $\eta > 0{,}5$.

Le contour „de forme" ne peut pas être utilisé dans l'essai des transmissions par frottement parcequ'il falsifie les résultats-fait qui n'a plus lieu dans l'essai d'autres types de transmissions mécaniques.

L'estimation des performances métrologiques d'un système expérimental sera possible par l'application de la loi de propagation des indices de précision.

ASUPRA UNOR CORELAȚII ÎNTRE TOLERANȚELE ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI *

DE

FR. KOVACS, DAN PERJU, MIHAI CRUDU, ALEX. MÜLLER

În lucrarea [1], s-a cercetat funcționarea unor roți dințate executate cu erori mari ale formei profilului, cauzate de valorile incorecte ale unghiului de presiune. S-a arătat că această eroare cauzează variații periodice bruște ale raportului de transmitere, șocuri și zgomot, scăderea randamentului angrenajului, distrugerea rapidă a flancurilor dinților.

În prezenta lucrare, se studiază influența toleranțelor standardizate ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți (STAS 6273-60) asupra mărimii unghiului de presiune, deducîndu-se pe această cale unele concluzii asupra funcționării angrenajelor cu dimensiunile tolerate după sistemul amintit.

Se definește ca toleranța erorii profilului, valoarea limită admisă a distanței măsurate pe normala comună între 2 evolvente teoretice, avînd cercul de bază egal cu cel al roții dințate, între care se găsește profilul real al flancului dintelui, pe porțiunea sa utilizabilă.

Fie p profilul evolventic real, avînd o înclinare incorectă (fig. 1). Pe porțiunea utilizabilă — cuprinsă între cercul de rază (R_i+c) și cercul de vîrf de rază R_e — acest profil se va afla între evolventele p' și p'', distanțate pe normala comună cu segmentul T_{fp} — toleranța erorii profilului.

Fie α_e unghiul de presiune pe profilele p' și p'' pe cercul de vîrf, α_{e_1}, unghiul de presiune pe profilul p pe același cerc.

Dacă înclinația profilului p este prea mare [raza cercului de bază mai mică decît valoarea teoretică (fig. 1, b)], avem $\alpha_{e_1} > \alpha_e$ și

$$\text{inv}\,\alpha_{e_1} = \text{inv}\,\alpha_e + \Delta\alpha_e . \tag{1}$$

În cazul cînd înclinația profilului p este prea mică [raza cercului de bază mai mare decît valoarea teoretică (fig. 1, b)], avem $\alpha_e > \alpha_{e_2}$ și

$$\text{inv}\,\alpha_{e_2} = \text{inv}\,\alpha_e - \Delta\alpha_e . \tag{2}$$

Din triunghiul mixtiliniu ABE, de dimensiuni mici, care se poate aproxima cu un triunghi dreptunghic în B, rezultă

$$\text{arc}\,\widehat{AE} = \overline{BE}\,\frac{1}{\cos\alpha_e} = T_{fp}\cdot\frac{1}{\cos\alpha_e}\cdot$$

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a ses. de com. șt. a cadrelor didactice din 16—17 mai 1964.

Cu această valoare, unghiul

$$\Delta\alpha_e = \frac{\text{arc } \widehat{AE}}{R_e} = \frac{T_{fp}}{R_e \cos\alpha_e} = \frac{T_{fp}}{R_b} = \frac{T_{fp}}{R_d \cos\alpha_0}$$

unde R_d este raza cercului de divizare, iar α_0, unghiul de înclinare a profilului flancului dintelui cremalierei de referinţă.

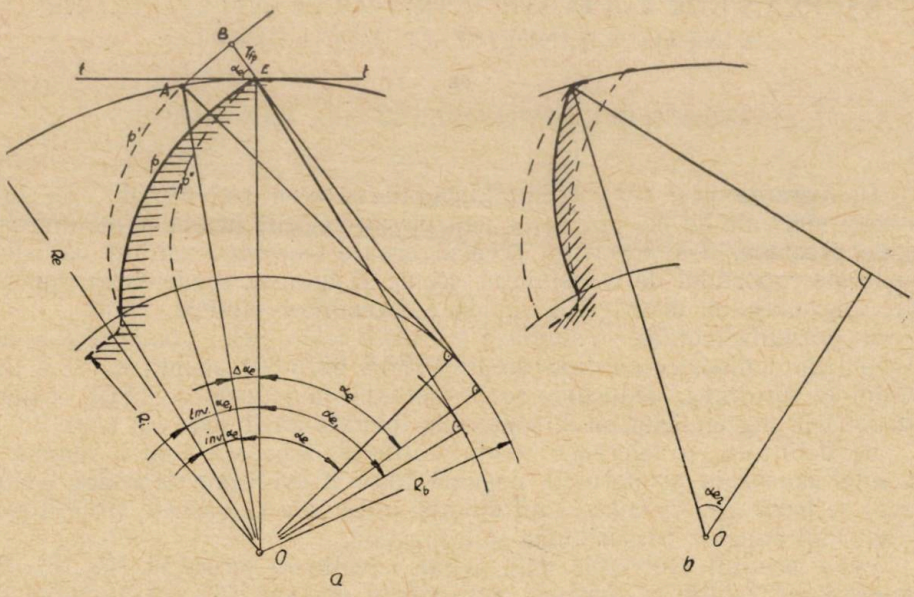


Fig. 1. Poziţia profilului real al flancului dintelui în raport cu limitele cîmpului de toleranţe a erorii de flanc.

Relaţiile (1) şi (2) devin astfel

$$\text{inv}\,\alpha_{e_1} = \text{inv}\,\alpha_e + \frac{T_{fp}}{R_d \cos\alpha_0} \qquad (1')$$

şi

$$\text{inv}\,\alpha_{e_2} = \text{inv}\,\alpha_e - \frac{T_{fp}}{R_d \cos\alpha_0}. \qquad (2')$$

Valorile α_{e_1} şi α_{e_2} calculate cu relaţiile (1') şi (2') reprezintă limitele între care poate varia unghiul de presiune pe profil pe cercul de vîrf, la o toleranţă T_{fp} dată a profilului.

S-au calculat limitele de variaţie ale mărimii unghiului de presiune pe profil pe cercul de vîrf, în funcţie de toleranţele T_{fp} prescrise de STAS 6273-60. Calculele s-au executat pentru fiecare clasă de precizie şi pentru grupă de valori ale modulelor şi diametrelor roţilor dinţate. În cadrul fiecărei grupe de valori, s-au efectuat calculele pentru cazul cel mai defavo-

rabil, cînd toleranța T_{fp} influențează cel mai mult asupra limitelor unghiului de presiune, deci pentru modulul și diametrul minim de roată.

În lucrarea [1] s-a arătat că în timpul angrenării a două flancuri, ale căror profile au înclinări incorecte, raportul de transmitere real va fi proporțional cu raportul razelor cercurilor de bază reale.

Pentru un angrenaj cu raportul numerelor de dinți $i_{120}=\frac{z_2}{z_1}$ raportul de transmitere real în timpul angrenării a unei perechi de flancuri va fi cuprins între valorile

$$\frac{\cos\alpha_{e_2}}{\cos\alpha_{e_1}}\cdot i_{120}>i_{12}>\frac{\cos\alpha_{e_1}}{\cos\alpha_{e_2}}\cdot i_{120}$$

calculate pentru cazurile extreme, cînd una dintre roți are profilul flancului cu înclinație maximă într-un sens, iar cealaltă în sensul contrar.

Se observă că coeficienții limitelor care încadrează raportul de transmitere real sînt valori inverse.

S-a calculat în continuare valoarea limită a raportului dintre raportul de transmitere în timpul angrenării unei perechi de flancuri i_{12}, și raportul numerelor de dinți $i_{120}=\frac{z_2}{z_1}$ pentru diferite clase de precizie.

Cum în timpul unei rotații complete a roților, raportul de transmitere mediu este egal cu raportul numerelor de dinți,

$$i_{120}=\frac{z_2}{z_1}\cdot$$

dacă roata motoare va avea viteza unghiulară constantă, viteza unghiulară a roții conduse va varia între limitele ω_{max} și ω_{min} gradul de neregularitate δ introdus în funcționarea mașinei în componența căreia intră angrenajul care are profilele înclinate incorect, va fi

$$\delta=\frac{\omega_{max}-\omega_{min}}{\omega_{med}}\cong 2(i_{12}-1)$$

unde i_{12} este valoarea limită a raportului de transmitere realizat în timpul angrenării unei perechi de flancuri și

$$\omega_{med}=\frac{\omega_{max}+\omega_{min}}{2}\cdot$$

S-a calculat gradul de neregularitate în funcție de toleranțele T_{fp} standardizate pentru $i_{120}=1$.

S-a calculat de asemenea și „randamentul de ciocnire" al angrenajelor pentru $i_{120}=1$, în funcție de clasa de precizie, după relațiile cuprinse în lucrarea [1] (se cunoaște că η_c depinde în mică măsură de raportul i_{120}). În fig. 2, este redată grafic funcția $\eta_c=f\left(\frac{\cos\alpha_{e_1}}{\cos\alpha_{e_2}}\right)$ pentru $i_{120}=1$.

Rezultatele calculelor enumerate mai sus sînt redate în tabelul 1.

Tabela 1

Raportul de transmitere instantaneu i_{12}, gradul de neregularitate și randamentul „de ciocnire' în funcție de toleranțele erorii de flanc T_{fp}.

CLASA 3

Nr. crt.	Diametrul	D_d mm	m mm	$z=\frac{D_d}{m}$	α_e	T_{fp} μ	$\cos \alpha_{e_2}$	$\cos \alpha_{e_1}$	$i=\frac{\cos \alpha_{e_2}}{\cos \alpha_{e_1}}$	$\delta=2(i-1)$	η_c
1	0÷50	14	1	14	34°41'30"	2,5	0,822680	0,822250	1,000523	0,001026	0,999440
2	50÷80	50	1	50	25°22'10"	2,6	0,903800	0,903341	1,000508	0,001016	0,999458
3	80÷120	80	1	80	23°32'30"	2,8	0,916933	0,916602	1,000361	0,000729	0,999615
4	0÷50	35	2,5	14	34°41'30"	3	0,822450	0,822010	1,000535	0,001070	0,999420
5	50÷80	50	2,5	20	31°19'20"	3,2	0,854454	0,854055	1,000467	0,000934	0,999505
6	80÷100	80	2,5	32	27°49'10"	3,4	0,884573	0,884292	1,000318	0,000636	0,999648
7	120÷200	120	2,5	48	25°33'50"	3,6	0,902220	0,901973	1,000274	0,000548	0,999705
8	200÷320	200	2,5	80	23°32'30"	4	0,916845	0,916690	1,000169	0,000338	0,999820
9	80÷120	84	6	14	34°41'30"	4,2	0,822300	0,822050	1,000304	0,000608	0,999675
10	120÷200	120	6	20	31°19'20"	4,5	0,854380	0,854145	1,000275	0,000550	0,999705
11	200÷320	204	6	34	27°26'30"	4,8	0,887430	0,887270	1,000180	0,000360	0,999810
12	320÷500	324	6	54	25°01'30"	5	0,906193	0,906064	1,000142	0,000284	0,999845
13	500÷800	504	6	84	23°23'15"	5,8	0,917884	0,917773	1,000121	0,000242	0,999865

CLASA 4

1	0÷50	14	1	14	34°41'30"	4	0,822836	0,821760	1,001309	0,002618	0,998590
2	50÷80	50	1	50	25°22'10"	4,2	0,903875	0,903215	1,000731	0,001462	0,999205
3	80÷120	80	1	80	23°32'30"	4,5	0,917037	0,916375	1,000722	0,001444	0,999210
4	0÷50	35	2,5	14	34°41'30"	4,8	0,822580	0,821860	1,000860	0,001720	0,999060
5	50÷80	50	2,5	20	31°19'20"	5	0,854570	0,853970	1,000703	0,001406	0,999238
6	80÷120	80	2,5	32	27°49'10"	5,2	0,884670	0,884192	1,000541	0,001082	0,999405
7	120÷200	120	2,5	48	25°33'50"	5,5	0,902304	0,901937	1,000407	0,000814	0,999565
8	200÷320	200	2,5	80	23°32'30"	6	0,916928	0,916612	1,000345	0,000690	0,999610
9	80÷120	84	6	14	34°41'30"	6,5	0,822430	0,822040	1,000474	0,000948	0,999485
10	120÷200	120	6	20	31°19'20"	7	0,854425	0,854100	1,000381	0,000762	0,999585
11	200÷320	204	6	34	27°26'30"	7,5	0,887465	0,887238	1,000256	0,000512	0,999730
12	320÷500	324	6	54	25°01'30"	8	0,906200	0,906037	1,000180	0,000360	0,999810
13	500÷800	504	6	84	23°23'15"	9,5	0,917920	0,917756	1,000179	0,000358	0,999810

CLASA 5

1	0—50	14	1	14	34°41'30"	6,0	0,823315	0,821149	1,002638	0,005276	0,997150
2	50—80	50	1	50	25°22'10"	6,5	0,904082	0,903020	1,001176	0,002352	0,998725
3	80—120	80	1	80	23°32'30"	7,0	0,917176	0,916363	1,000887	0,001774	0,999045

4	0—50	35	2,5	14	34°41'30"	7,5	0,822750	0,821740	1,001229	0,0024458	0,998670
5	50—80	50	2,5	20	31°19'20"	8,0	0,854740	0,853773	1,001133	0,002266	0,998765
6	80—120	80	2,5	32	27°49'10"	8,5	0,884770	0,884080	1,000780	0,001560	0,999155
7	120—200	120	2,5	48	25°33'50"	9,0	0,902380	0,901832	1,000608	0,001216	0,999342
8	200—320	200	2,5	80	23°32'30"	10	0,917000	0,916500	1,000546	0,001092	0,999405
9	80—120	84	6	14	34°41'30"	10,5	0,822580	0,821900	1,000827	0,001654	0,999105
10	120—200	120	6	20	31°19'20"	11	0,854535	0,854000	1,000626	0,001252	0,999320
11	200—320	204	6	34	27°26'30"	11,5	0,887547	0,887145	1,000453	0,000906	0,999515
12	320—500	324	6	54	25°01'30"	12,0	0,906300	0,906000	1,000331	0,000662	0,999635
13	500—800	504	6	84	23°23'15"	15,0	0,917985	0,917700	1,000311	0,000622	0,999580
14	120—200	140	10	14	34°41'20"	13,0	0,822475	0,822030	1,000541	0,001082	0,999405
15	200—320	200	10	20	31°19'20"	14,0	0,854460	0,854000	1,000539	0,001078	0,999405
16	320—500	320	10	32	27°49'10"	15,0	0,884581	0,884240	1,000386	0,000772	0,999580
17	500—800	500	10	50	25°22'10"	18,0	0,903709	0,903400	1,000342	0,000684	0,999610

CLASA 6

1	0—50	14	1	14	34°41'30"	10	0,824040	0,820440	1,004388	0,008776	0,995268
2	50—80	50	1	50	25°22'10"	10,5	0,904300	0,902707	1,001765	0,003530	0,998090
3	80—120	80	1	80	23°32'30"	11	0,917395	0,916141	1,001369	0,002738	0,998525
4	0—50	35	2,5	14	34°41'30"	11,5	0,823052	0,821390	1,002023	0,004046	0,997810
5	50—80	50	2,5	20	31°19'20"	12	0,854970	0,853544	1,001671	0,003342	0,998190
6	80—120	80	2,5	32	27°49'10"	13	0,885004	0,883867	1,001287	0,003574	0,998605
7	120—200	120	2,5	48	25°33'50"	14	0,902578	0,901625	1,001057	0,002114	0,998855
8	200—320	200	2,5	80	23°32'30"	16	0,917094	0,916390	1,000768	0,001536	0,999170
9	80—120	84	6	14	34°41'30"	17	0,822750	0,821717	1,001257	0,002514	0,998640
10	120—200	120	6	20	31°19'20"	18	0,854715	0,853820	1,001048	0,002096	0,998860
11	200—320	204	6	34	27°26'30"	19	0,887689	0,887016	1,000759	0,001518	0,999180
12	320—500	324	6	54	25°01'30"	20	0,906348	0,905845	1,000555	0,001110	0,999405
13	500—800	504	6	84	23°23'15"	24	0,918076	0,917632	1,000484	0,000968	0,999475
14	120—200	140	10	14	34°41'20"	21	0,822634	0,821634	1,000930	0,001860	0,998990
15	200—320	200	10	20	31°19'20"	22	0,854580	0,853909	1 000786	0,001572	0,999160
16	320—500	320	10	32	27°49'10"	24	0,884704	0,884165	1,000610	0,001220	0,999342
17	500—800	500	10	50	25°22'10"	28	0,903804	0,903331	1,000524	0,001048	0,999405

CLASA 7

1	0—50	14	1	14	34°41'30"	16	0,825138	0,819360	1,007052	0,014104	0,992800
2	50—80	50	1	50	25°22'10"	17	0,904946	0,902193	1,003051	0,006102	0,996705
3	80—120	80	1	80	23°32'30"	18	0 917768	0,915769	1,002183	0,004366	0,997635

Tabela 1 (continuare)

Nr. crt.	Diametrul	D_d mm	m mm	$z=\frac{D_d}{m}$	α_e	T_{fp} μ	$\cos\alpha_{e_2}$	$\cos\alpha_{e_1}$	$i=\frac{\cos\alpha_{e_2}}{\cos\alpha_{e_1}}$	$\delta=2(i-1)$	η_c
4	0—50	35	2,5	14	34°41′30″	19	0,823610	0,820860	1,003350	0,006700	0,996380
5	50—80	50	2,5	20	31°19′20″	20	0,855434	0,853072	1,002769	0,005538	0,997010
6	80—120	80	2,5	32	27°49′10″	21	0,885378	0,883493	1,002134	0,004268	0,997690
7	120—200	120	2,5	48	25°33′50″	22	0,902840	0,901354	1,001649	0,003298	0,998220
8	200—320	200	2,5	80	23°32′30″	25	0,917308	0,916225	1,001182	0,002364	0,998710
9	80—120	84	6	14	34°41′30″	26	0,823005	0,821452	1,001891	0,003782	0,997955
10	120—200	120	6	20	31°19′20″	28	0,854948	0,853559	1,001627	0,003254	0,998245
11	200—320	204	6	34	27°26′30″	30	0,887913	0,886841	1,001209	0,002418	0,998685
12	320—500	324	6	54	25°01′30″	32	0,906540	0,905708	1,000919	0,001838	0,999010
13	500—800	504	6	84	23°23′15″	38	0,918141	0,917510	1,000688	0,001376	0,999250
14	120—200	140	10	14	34°41′20″	34	0,822862	0,821642	1,001485	0,002970	0,998400
15	200—320	200	10	20	31°19′20″	36	0,854787	0,853717	1,001253	0,002506	9,998645
16	320—500	320	10	32	27°49′10″	38	0,884852	0,884016	1,000946	0,001892	0,998970
17	500—800	500	10	50	25°22′10″	45	0,903874	0,903198	1,000748	0,001496	0,999190
18	200—320	224	16	14	34°41′30″	48	0,822776	0,821686	1,001348	0,002696	0,998543
19	320—500	320	16	20	31°19′20″	50	0,854725	0,853804	1,001079	0,002158	0,998830
20	500—800	512	16	32	27°49′10″	58	0,884789	0,884029	1,000860	0,001720	0,999060
CLASA 8											
1	0—50	14	1	14	34°41′30″	25	0,826793	0,817755	1,011052	0,022104	0,989150
2	50—80	50	1	50	25°22′10″	26	0,905685	0,901460	1,004686	0,009372	0,994930
3	80—120	80	1	80	23°32′30″	28	0,918337	0,915200	1,003427	0,006854	0,996300
4	0—50	35	2,5	14	34°41′30″	30	0,824301	0,820065	1,005165	0,010330	0,994600
5	50—80	50	2,5	20	31°19′20″	32	0,856177	0,852342	1,004499	0,008998	0,995140
6	80—120	80	2,5	32	27°49′10″	34	0,885946	0,882932	1,003413	0,006826	0,996320
7	120—200	120	2,5	48	25°33′50″	36	0,903324	0,900873	1,002720	0,005440	0,997055
8	200—320	200	2,5	80	23°32′30″	40	0,917654	0,915827	1,001995	0,003990	0 997845
9	80—120	84	6	14	34°41′30″	42	0,823496	0,820972	1,003074	0,006148	0,996675
10	120—200	120	6	20	31°19′20″	45	0,855380	0,853130	1,002637	0,005274	0,997150
11	200—320	204	6	34	27°26′30″	48	0,888215	0,886491	1,001945	0 003890	0,997892
12	320—500	324	6	54	25°01′30″	50	0,906722	0,905420	1,001438	0,002876	0,998445
13	500—800	504	6	84	23°23′15″	58	0,918346	0,917307	1,001132	0,002264	0,998770
14	120—200	140	10	14	34°41′20″	52	0,823190	0,821318	1,002279	0,004558	0,997545
15	200—320	200	10	20	31°19′20″	55	0,855077	0,853430	1,001930	0,003860	0,997920
16	320—500	320	10	32	27°49′10″	58	0,885040	0,883781	1,001424	0,002848	0,998460
17	500—800	500	10	50	25°22′10″	70	0,904107	0,902978	1,001250	0,002500	0,998645
18	200—320	224	16	14	34°41′30″	75	0,823048	0,821380	1,002031	0,004062	0,997800
19	320—500	320	16	20	31°19′20″	80	0,854985	0,853520	1,001716	0,003432	0,998150
20	500—800	512	16	32	27°49′10″	95	0,885103	0,883767	1,001512	0,003024	0,998365

Neregularitatea mişcării roţii dinţate conduse mai este caracterizată şi prin eroarea ciclică a angrenajului, care este valoarea medie a amplitudinii oscilaţiilor lungimii arcului de deplasare a unui punct al roţii pe cercul de divizare, în timpul unei rotaţii complete.

Eroarea ciclică a angrenajului este cauzată atît de înclinaţia incorectă a flancurilor dinţilor în angrenare, cît şi de eroarea tolerată a pasului danturii. Valoarea limită a ultimei mărimi se poate aprecia pe baza erorii cumulate a pasului danturii, conform prevederilor STAS 6273-60

$$E_{cp}\left(\frac{z}{6}\right) \leqslant \frac{T_{cp}}{2} \qquad (3)$$

unde E_{cp} este eroarea cumulată a pasului pentru arcul de cerc corespunzător la $\frac{z}{6}$ dinţi, T_{cp} toleranţa erorii cumulate a pasului.

Pe baza relaţiei (3) putem aprecia toleranţa erorii unui pas al danturii (mărime nestandardizată)

$$T_p = \frac{\frac{T_{cp}}{2}}{\frac{z}{6}} = \frac{3T_{cp}}{z}. \qquad (4)$$

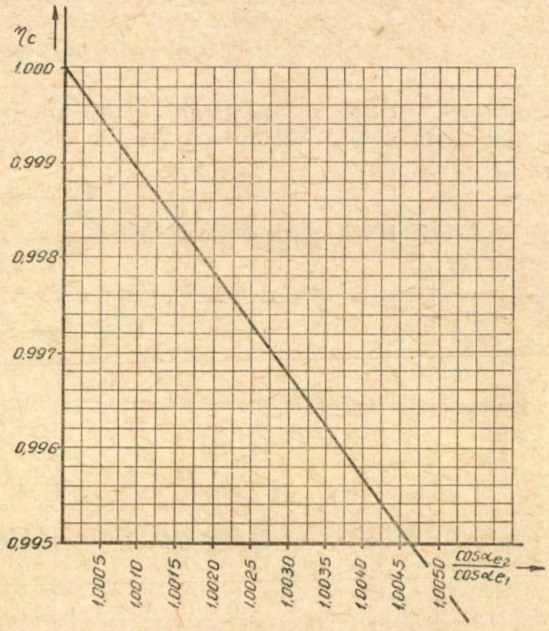


Fig. 2. Reprezentarea grafică a funcţiei $\eta_c = \eta_c\left(\frac{\cos\alpha_{e_2}}{\cos\alpha_{e_1}}\right)$ pentru $i_{120}=1$.

Fie T_{cl} toleranţa erorii ciclice, T_{cl_1}, partea din această toleranţă care ţine seama de înclinaţia incorectă a flancului şi i_{12} raportul de transmitere real în cazul limită în timpul angrenării unei perechi de profile, în cazul cînd toleranţele erorilor lor ciclice T_{cl_1} sînt de semne contrare.

Între aceste mărimi există relaţiile:

$$T_{cl} = T_p + T_{cl_1} \qquad (5)$$

$$i_{12} = i_{120}\frac{\pi m + T_{cl_1}}{\pi m - T_{cl_1}} = i_{120}\frac{\pi m + (T_{cl} - T_p)}{\pi m - (T_{cl} - T_p)} \qquad (6)$$

deci

$$T_{cl} = \pi m \frac{\frac{i_{12}}{i_{120}} - 1}{\frac{i_{12}}{i_{120}} + 1} + T_p. \qquad (6')$$

Cu ajutorul relației (6′) s-au calculat valorile toleranțelor erorii ciclice T_{cl} determinate de faptul că înclinările profilelor danturii roților din angrenaj variază între limitele impuse de toleranțele T_{fp} indicate pentru clasele de precizie și dimensiunile respective.

Calculele s-au executat pentru modulele minime și diametrele de roți cuprinse între 50 și 80 mm, corespunzătoare fiecărei grupe de valori și pentru valoarea maximă a limitei raportului de transmitere real i_{12} pentru grupa de valori respectivă, obținîndu-se astfel valorile cele mai defavorabile ale toleranțelor T_{cl} calculate.

Tabelul 2 cuprinde rezultatele acestor calcule. În acest tabel, s-au introdus într-o coloană, valorile T_{cl_0} ale toleranțelor indicate în STAS, iar în altă coloană valorile T_{cl} ale toleranțelor calculate.

Tabela 2

Valorile toleranțelor erorii ciclice T_{c1} în funcție de toleranțele erorii de flanc T_{fp}.

$$T_{cl} = f(T_{fp})$$

Clasa	m mm	D_d mm	z	$T_{cl_1} = \pi m \frac{i-1}{i+1}$ μ	T_{cp} μ	$T_p = \frac{3T_{cp}}{2}$ μ	$T_{cl} = T_{cl_1} + T_p$ μ	$T_{cl_0} = T_{cl}$ STAS
3	1	14	14	0,815	6	1,285	2,1	2,5
	2,5	35	14	2,1	6	1,285	3,385	2,8
	6	84	14	2,86	10	2,14	5,0	3,6
4	1	14	14	2,05	10	2,14	4,2	4
	2,5	35	14	3,76	10	2,14	5,9	4,5
	6	84	14	4,47	16	3,43	7,90	5,5
5	1	14	14	4,14	16	3,43	7,57	6
	2,5	35	14	4,82	16	3,43	8,25	7
	6	84	14	7,79	25	5,37	13,16	9
	10	140	14	8,5	30	6,43	14,93	11,5
6	1	14	14	6,88	25	5,37	12,25	10
	2,5	35	14	7,94	25	5,37	13,31	11
	6	84	14	11,8	40	8,58	20,38	14
	10	140	14	14,6	48	10,28	24,88	16

Se consideră cu o suficientă aproximație, că

$$\alpha_{e_1} = \alpha_e + \delta\alpha_e \tag{7}$$

și

$$\alpha_{e_2} = \alpha_e - \delta\alpha_e . \tag{8}$$

Valoarea limită a raportului de transmitere în timpul angrenării unei perechi de flancuri este

$$i_{12} = i_{120}\frac{\cos\alpha_{e_2}}{\cos\alpha_{e_1}} = \frac{\cos(\alpha_e - \delta\alpha_e)}{\cos(\alpha_e + \delta\alpha_e)} \cdot i_{120} = \frac{1 + \operatorname{tg}\alpha_e \operatorname{tg}\delta\alpha_e}{1 - \operatorname{tg}\alpha_e \operatorname{tg}\delta\alpha_e} \cdot i_{120} .$$

Din această relație rezultă,

$$\operatorname{tg} \delta\alpha_e = \frac{\frac{i_{12}}{i_{120}} - 1}{\frac{i_{12}}{i_{120}} + 1} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_e}. \tag{9}$$

Din relația (1′) se poate exprima

$$T_{fp} = (\operatorname{inv} \alpha_{e_1} - \operatorname{inv} \alpha_e) R_d \cos \alpha_0$$

deci

$$T_{fp} = [\operatorname{inv} (\alpha_e + \delta\alpha_e) (-) \operatorname{inv} \alpha_e] R_d \cos \alpha_0 . \tag{10}$$

Cu ajutorul relației (6) s-au calculat valorile limită i_{12} ale raportului de transmitere în timpul angrenării a 2 flancuri corespunzătoare valorilor T_{cl_0} ale toleranțelor prescrise de STAS pentru diferite clase de precizie și dimensiuni de roți dințate. Apoi, cu ajutorul relațiilor (9) și (10) s-au stabilit toleranțele T_{fp}, corespunzătoare, care asigură ca înclinația profilelor dinților să rămînă în limitele impuse de valorile i_{12} calculate. Calculele s-au executat pentru modulele minime și diametrele de roți între 50 și 80 mm, corespunzătoare fiecărei grupe de valori.

Rezultatele calculelor sînt cuprinse în tabelul 3. In acest tabel, s-au introdus într-o coloană valorile T_{fp_0} ale toleranțelor indicate în STAS iar în altă coloană, valorile T_{fp} ale toleranțelor calculate.

Tabela 3

Valorile toleranțelor erorii de flanc T_{fp} în funcție de toleranțele erorii ciclice T_{c1}.

$$T_{fp} = f(T_{cl\,\mathrm{STAS}})$$

Clasa prec	m mm	D_d mm	$z = \frac{D_d}{m}$	T_{cp} μ	$T_{cl_0} = T_{cl\,\mathrm{STAS}}$ μ	$T_p = \frac{3T_{cp}}{z}$ μ	$T_{cl_1} = T_{cl_0} - T_p$	$\frac{i-1}{i+1} = \frac{T_{cl_1}}{\pi m}$	$T_{fp} = \Delta \frac{D_d}{2} \cos \alpha_0$ μ	T_{fp} STAS μ
3	1	14	14	6	2,5	1,285	0,001215	0,0003867	2,49	2,5
	2,5	35	14	6	2,8	1,285	0,001515	0,0004929	1,81	3
	6	84	14	10	3,6	2,14	0,00146	0,00007745	2,56	4,2
4	1	14	14	10	4	2,14	0,00186	0,0005921	2,8	4
	2,5	35	14	10	4,5	2,14	0,00236	0,0003005	3,45	4,8
	6	84	14	16	5,5	3,43	0,00207	0,0001098	3	6,5
5	1	14	14	16	6	3,43	0,00257	0,0003181	3,72	6
	2,5	35	14	16	7	3,43	0,00357	0,0004545	5,26	7,5
	6	84	14	25	9	5,37	0,00363	0,0001926	4,34	10,5
	10	140	14	30	11,5	6,43	0,00507	0,0016138	6,25	13
6	1	14	14	25	10	5,37	0,00463	0,0014738	6,71	10
	2,5	35	14	25	11	5,37	0,00563	0,0007168	8,22	11,5
	6	84	14	40	14	8,58	0,00542	0,0002875	8,29	17
	10	140	14	48	19	10,28	0,00872	0,0002776	12,5	21

MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA BUDAPEST

CONCLUZII

Caculele prezentate în lucrare permit o mai clară apreciere a calităţilor de funcţionare lină a angrenajelor proiectate ale căror dimensiuni au fost tolerate pe baza prescripţiilor STAS 6273-60.

Din analiza datelor cuprinse în tabele rezultă că STAS 6273-60 nu asigură corelarea corespunzătoare a mărimilor toleranţelor T_{cp}, T_{cl} şi T_{fp}, pentru angrenaje cilindrice cu dinţi drepţi.

Executarea unor roţi dinţate cu eroarea flancului tolerată după prevederile acestui STAS, poate duce la nerespectarea toleranţelor erorii ciclice indicate de acelaşi STAS.

Pe baza celor expuse mai sus, se recomandă ca angrenajele cilindrice cu dinţi drepţi pentru care se indică o funcţionare lină să se indice pe lîngă toleranţa T_{cl} a erorii ciclice şi toleranţa T_{fp} a erorii flancului, alegîndu-se pentru aceste toleranţe valori mai mici decît cele prevăzute în STAS 6273-60, în special pentru roţi dinţate cu module mici şi numere de dinţi mici.

BIBLIOGRAFIE

1. F. Kovacs, B. Horovitz, A. Dreuceanu, L. Bagiu, I. Sporea, Unele concluzii asupra măsurării profilelor în evolventă ale roţilor dinţate ale maşinilor unelte fabricate la uzinele „Înfrăţirea" Oradea, Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T. Timişoara (22), fasc. 2.
2. STAS 6273-60.
3. Ruzička, *Controlul roţilor dinţate*, Ed. Tehnică, 1959.

О НЕКОТОРЫХ СООТНОШЕНИЯХ МЕЖДУ ДОПУСКАМИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе определяется влияние увеличения допусков торца зуба к углу давления на торец у цилиндрических колес с прямыми зубьями на неравномерность работы ведущего колеса и на коэффициент полезного действия.

Устанавливается соотношение между допусками торца зуба и цилиндрическим допуском венца.

Доказывается необходимость корректирования ГОСТ (STAS) — 6723-60 чтобы иметь в виду установленое соотношение.

ÜBER EINIGE VERHÄLTNISSE ZWISCHEN DIE TOLERANZEN DER STIRNRÄDER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Man bestimmt den Einfluss des Flankenfehler-Toleranz auf die Grösse des Flankenpressungswinkel der Stirnräder und auf den Ungleichförmigkeitsgrad der Bewegung des Rades.

Es wird ein Verhältnis zwischen den Flankenfehler-Toleranz und der Toleranz des zyklischen Fehlers der Verzahnung festgestellt.

Es besteht die Notwendigkeit, die STAS-Normen auszubessern, in betracht des obrigen Verhältnisses.

DETERMINAREA CONDIȚIILOR DE REGLARE AUTOMATĂ A AVANSULUI LA DEBITAREA ELECTROEROZIVĂ*

DE

A. NANU, V. POPOVICI, AL. NICHICI, N. ACHIMESCU

1. CONSIDERAȚIUNI PRIVIND AUTOREGLAREA ȘI REGLAREA AVANSULUI LA DEBITAREA ELECTROEROZIVĂ

Lucrarea de față își propune stabilirea condițiilor de reglare a avansului și alegerea pe baza acestora a schemei de avans automat pentru o mașină de debitare prin electroeroziune a semifabricatelor din oțel cu diametrul pînă la 100 mm.

În literatura de specialitate nu se analizează în general problemele reglării avansului la debitarea prin electroeroziune. În majoritatea cazurilor [1], [2], [3], autorii prezintă anumite scheme pentru reglarea avansului fără să indice elementele caracteristice ale acestora și fără să justifice prin considerații teoretice sau practice soluțiile adoptate.

Un singur articol [4] pornind de la analogia fenomenelor ce au loc la autoreglarea arcului electric la sudură cu procesul debitării electroerozive, face o analiză multilaterală a problemei autoreglării.

Prin autoreglarea procesului de debitare autorii acestei lucrări înțeleg menținerea unui regim electric bine determinat în contul caracteristicii exterioare căzătoare a sursei electrice de alimentare, la viteza de avans invariabilă.

Autoreglarea, deși avantajoasă în aparență datorită simplității constructive, prezintă dezavantaje esențiale ce se evidențiază prin instabilitatea procesului de prelucrare și prin limitarea domeniului de aplicabilitate din punct de vedere al dimensiunilor piesei debitate. În plus se impune folosirea unui generator de curent continuu cu rigiditatea caracteristicii exterioare variabilă în funcție de regimul de lucru, greu de realizat și neeconomic.

În lumina celor de mai sus este evident faptul că autoreglarea nu poate satisface cerințele de lucru la mașina ce urmează a se construi deoarece, gama de dimensiuni a semifabricatelor ce se vor debita este fixată inițial în limitele 15—100 mm, valorile cele mai frecvente fiind :

— pentru semifabricate rotunde $\phi 30$; $\phi 60$; $\phi 80$; $\phi 90$ mm ;

— pentru semifabricate patrate 60×60 ; 80×80 ; 100×100 mm.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Autoreglarea ar putea asigura debitarea cu productivitate optimă pentru una din dimensiuni respectiv pentru două foarte apropiate. În rest debitarea s-ar realiza cu productivitate foarte scăzută din cauza instabilității procesului.

Întrucît debitarea tuturor semifabricatelor din domeniul indicat trebuie efectuată în condiții de productivitate optimă, autorii își propun stabilirea condițiilor de reglare și alegerea unei scheme de avans care să lucreze pe baza unui regulator automat.

2. STABILIREA CONDIȚIILOR DE REGLARE

În procesul debitării electroerozive prelevarea de material este determinată de puterea electrică introdusă sub formă de impulsuri de curent în zona de interacțiune sculă-piesă, respectiv de valorile medii ale curentului și tensiunii din această zonă.

Corespunzător variației acestora prelevarea de material se modifică și în consecință se modifică și viteza liniară de eroziune exprimată în mm/min.

La fiecare dimensiune de material există anumite valori ale curentului și tensiunii pentru care viteza de eroziune este maximă. Această viteză o vom numi în continuare viteza de eroziune optimă.

Întrucît la tensiune constantă pe spațiul de lucru viteza de eroziune este determinată de curentul electric, rezultă ca mărime fundamentală din punct de vedere al reglării valoarea medie a curentului prin spațiul de lucru. Această ipoteză este pe deplin valabilă numai dacă se admite o caracteristică exterioară a spațiului de lucru paralelă cu axa absciselor, ceea ce este foarte probabil dacă se ține seama de faptul că pe de o parte impulsurile de curent la debitarea electroerozivă sînt unipolare, pulsatorii, de amplitudine relativ constantă, iar pe de altă parte că rezistența electrică a spațiului de lucru este funcție de curent.

În legătură cu condițiile de reglare a avansului la debitarea electroerozivă trebuie făcută următoarea precizare. Alegerea ca mărime fundamentală din punct de vedere al reglării a valorii medii a curentului în spațiul de lucru nu înseamnă minimalizarea importanței celorlalți parametri ai procesului ca : presiunea specifică între sculă și piesă, viteza periferică a sculei, compoziția lichidului de lucru etc.

În fond la o analiză macroscopică a fenomenelor din procesul de prelucrare curentul electric în spațiul de lucru este determinat de toți parametri enunțați și în special de presiune, care determină distanța fizică dintre sculă și piesă.

Pe baza considerentelor de mai sus se propune următoarea schemă bloc a reglării avansului la debitarea electroerozivă (fig. 2.1).

Obiectul reglării este spațiul de lucru. Mărimea fundamentală de reglare este valoarea medie a curentului.

Informațiile asupra stării spațiului de lucru sînt recepționate de către traductor prin variațiile valorii medii a curentului în acest spațiu și transmise amplificatorului.

In dispozitivul de comparare semnalul amplificat al traductorului este comparat cu valoarea impusă corespunzătoare avansului optim. In funcție de rezultatul comparării regulatorul ca organ final al sistemului de reglare transmite comanda mecanismului de avans. Acesta acționează mărind sau micșorînd distanța dintre sculă și piesă, readucînd curentul mediu din spațiul de lucru la valoarea corespunzătoare vitezei de eroziune optimă.

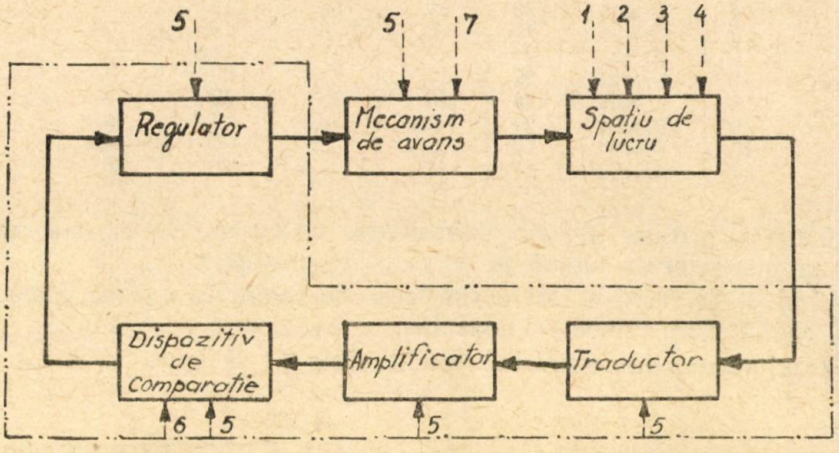


Fig. 2.1. Schema bloc a reglării avansului la debitarea electro-erozivă:
——— circuit de transmisie a informațiilor; — — — — — surse de perturbații; *1* — modificarea tensiunii de alimentare cu curent continuu; *2* — modificarea lungimii de tăiere; *3* — modificarea curentului de scăpări; *4* — variația proprietăților lichidului de lucru; *5* — variația tensiunii de alimentare cu curent alternativ; *6* — valoarea impusă a mărimii de avans; *7* — mărime de comandă.

In schema bloc sînt reprezentate și principalele surse de perturbații dereglante: modificarea tensiunii de alimentare cu curent continuu, modificarea lungimii de tăiere, modificarea curentului de scăpări, variația proprietăților lichidului de lucru, variația tensiunii de alimentare cu curent alternativ.

Trebuie subliniat faptul că acțiunea tuturor acestor surse de perturbații se traduce în modificări ale distanței dintre sculă și piesă respectiv ale curentului mediu din spațiul de lucru.

In vederea concretizării schemei bloc a regulatorului de avans trebuie determinate în primul rînd caracteristicile de bază ale obiectului de reglat și anume:

— variația vitezei de eroziune V_e în funcție de curent, la tensiune între sculă și piesă și lungimea tăieturii constante;

— variația vitezei de eroziune V_e în funcție de tensiune, la curent și lungimea tăieturii constante.

Pentru aceasta s-au debitat semifabricate din oțel nealiat OL 38 cu lungimea tăieturii de 15,25 și 50 mm la tensiuni electrice variind între 22—28 V și curenți medii între 100—300 A.

Debitarea s-a realizat pe o mașină de prelucrare anodo-mecanică tip 4352 adaptată corespunzător. Ca sculă s-a utilizat un disc de oțel cu

Tabela 2.1

Nr. crt.	Dimensiuni piesă mm	U^v	Viteza de avans mm/min			
			100 A	160 A	240 A	300 A
1	15×15	22	23	41	82	—
2	15×15	24	26,5	42	100	—
3	15×15	26	35	58	104	—
4	15×15	28	41	82	115	—
5	25×25	22	6	8	10	—
6	25×25	24	7	11	13,5	—
7	25×25	26	14	21,5	29	—
8	25×25	28	20	33	52	—
9	50×50	24	2,1	4,2	7,3	10,4
10	50×50	26	2,5	5,5	9	13,5
11	50×50	28	3	6,5	10	16

ϕ 200 mm și grosime 1,4 mm. Alimentarea cu curent electric s-a realizat de la un generator de sudură de tip GES-350 modificat [5].

Lichidul de lucru a fost o suspensie de caolin în apă cu compoziția (40% caolin, 0,3% CO_3Na_2 și apă) [6].

Rezultatele obținute sînt indicate în tabela 2.1 și figura 2.2 și 2.3.

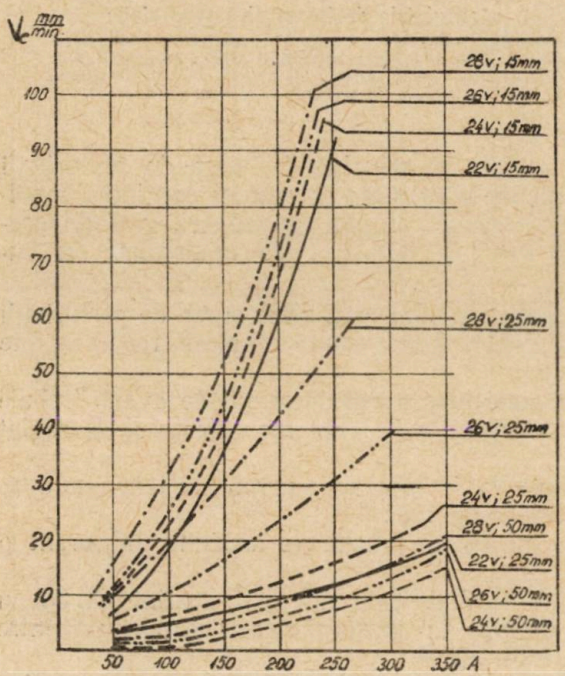


Fig. 2.2. Dependența vitezei liniare de eroziune de curent.

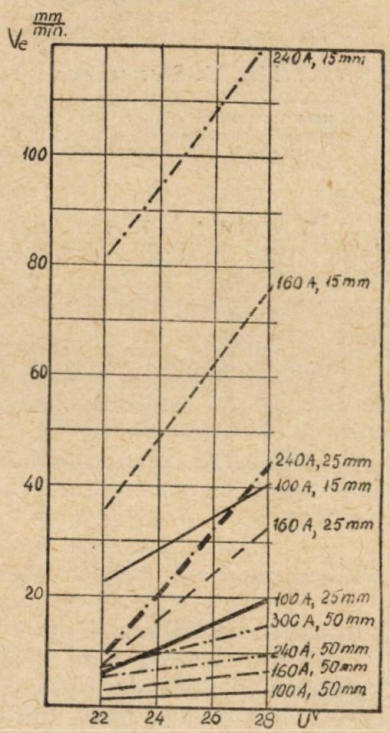


Fig. 2.3. Dependența vitezei liniare de eroziune de tensiune.

Utilizînd aceste date s-au determinat prin calcul grafic funcțiile de transfer corespunzătoare :

$$C_{VI} = \frac{\partial V_e}{\partial V_I} \tag{2.1}$$

și

$$C_{VU} = \frac{\partial V_e}{\partial U} \tag{2.2}$$

ca tangente trigonometrice ale unghiurilor formate de tangentele geometrice în punctul de funcționare și sensul pozitiv al axei absciselor.

Rezultatele sînt cuprinse în tabelele 2.2 și 2.3 și reprezentate grafic în figurile 2.4 și 2.5.

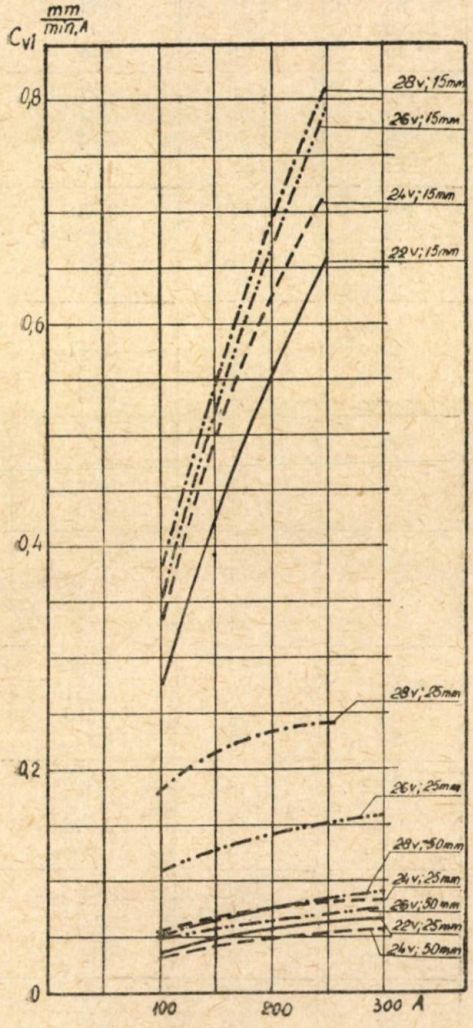


Fig. 2.4. Dependența coeficientului C_{VI} de curent

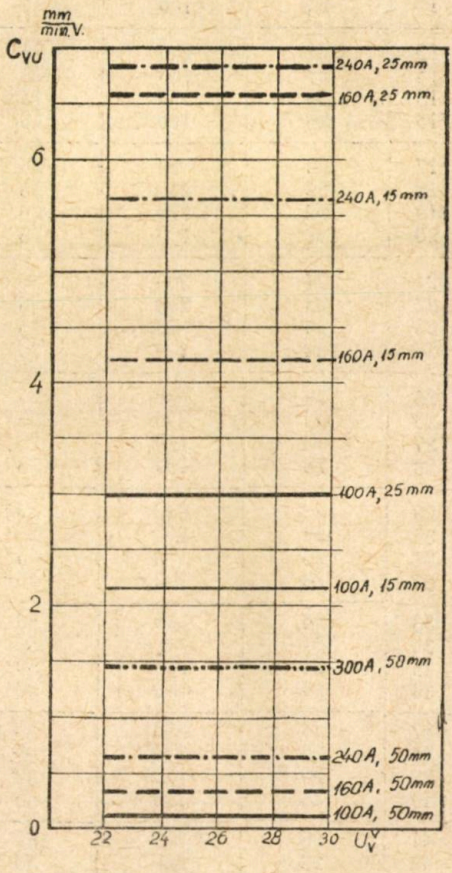


Fig. 2.5. Dependența coeficientului C_{VU} de tensiune

Tabela 2.2

Nr. crt.	U^V	I^A	L^{mm}	ΔV	ΔI	$C_{VI}=\frac{\Delta V}{\Delta I}$
1	22	240	15	85	140	0,61
2	22	200	15	57	105	0,542
3	22	160	15	38	95	0,4
4	22	100	15	18	65	0,277
5	24	240	15	95	135	0,7
6	24	200	15	68	110	0,62
7	24	160	15	45	90	0,5
8	24	100	15	23	70	0,35
9	26	240	15	100	130	0,77
10	26	200	15	71	125	0,57
11	26	160	15	54	100	0,54
12	26	100	15	25	75	0,33
13	28	240	15	105	135	0,78
14	28	200	15	79	115	0,685
15	28	160	15	57	115	0,495
16	28	100	15	32	85	0,375
17	22	300	25	15,5	240	0,064
18	22	240	25	12	195	0,061
19	22	170	25	8	160	0,05
20	22	100	25	5	100	0,05
21	24	300	25	20	250	0,08
22	24	240	25	15	205	0,073
23	24	170	25	11	155	0,071
24	24	100	25	6	100	0,06
25	26	300	25	39	240	0,16
26	26	240	25	30	200	0,15
27	26	170	25	20	140	0,145
28	26	100	25	10	90	0,11
29	28	250	25	52	220	0,236
30	28	200	25	42	182	0,231
31	28	170	25	34	150	0 226
32	28	100	25	20	90	0,22
33	24	300	50	10,4	175	0,059
34	24	240	50	7,3	140	0,052
35	24	160	50	4,2	85	0,048
36	24	100	50	2,1	65	0,032
37	26	300	50	13,5	190	0,071
38	26	240	50	9	140	0,064
39	26	160	50	5,5	90	0,061
40	26	100	50	2,5	50	0 05
41	28	300	50	16	200	0,08
42	28	240	50	10	140	0,071
43	28	160	50	6,5	95	0,068
44	28	100	50	3	60	0,054

Tabela 2.3

Nr. crt.	U^v	I^A	L^{mm}	B	ΔV	ΔU	$C_{VU}=\frac{\Delta V}{\Delta U}$
1	22÷28	100	15	16	41	13,8	3
2	22÷28	160	15	21	77	11,6	6,6
3	22÷28	240	15	68	123	18	6,85
4	22÷28	100	25	1	20	9,3	2,15
5	22÷28	160	25	−1	33	7,9	4,2
6	22÷28	240	25	−3	44	7,8	5,65
7	22÷28	100	50	0,5	3	20	0,15
8	22÷28	160	50	1,5	6,5	18	0,36
9	22÷28	240	50	4	10	15,2	0,66
10	22÷28	300	50	5	16	11	1,45

Pentru a permite extrapolarea rezultatelor obținute dependența vitezei de eroziune de curent respectiv tensiune a fost exprimată analitic cu ajutorul ecuațiilor :

$$V_e = C_I I^{\alpha} \tag{2.3}$$

și

$$V_e = A + C_U U. \tag{2.4}$$

Unde coeficienții C_I, α, A au fost determinați prin metoda grafică a liniei drepte [7], iar $C_U = C_{VU}$.

Dependența coeficienților C_I și α de condițiile prelucrării este prezentată în tabela 2.4.

Pe baza rezultatelor s-a determinat domeniul de variație al vitezelor de avans astfel încît pentru toată gama de dimensiuni ale semifabricatelor debitarea să se realizeze în condițiuni optime (tabela 2.5.).

Schema de reglare a avansului la debitarea electroerozivă trebuie să realizeze în permanență condiția :

$$V_{avans} = V_{eroziune\ optimă}. \tag{2.5}$$

Tabela 2.4

L^{mm}	U^v	α	C_I
15	22	1,77	0,0055
15	24	1,63	0,0135
15	26	1,58	0,0167
15	28	1,35	0,0575
25	22	1,05	0,0436
25	24	1,09	0,039
25	26	1,23	0,034
25	28	1,07	0,15
50	24	1,45	0,00245
50	26	1,53	0,00218
50	28	1,52	0,00275

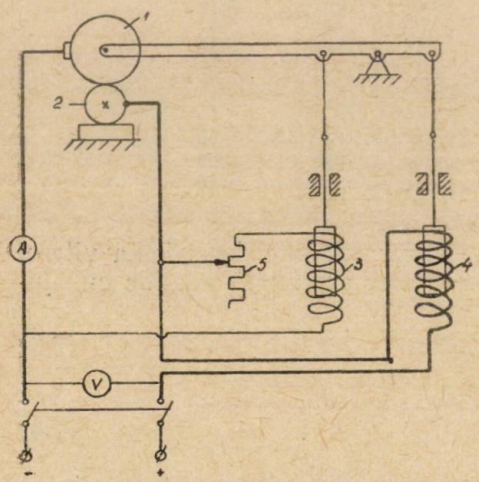
Tabela 2.5

Dimensiunea semifabricatului mm	15	25	60	80	90	100
Viteza optimă de avans mm/min	110	70	15	10	8	6

3. ALEGEREA SCHEMEI DE REGLARE PE BAZA PARAMETRILOR STABILIȚI

Pînă în prezent s-au încercat mai multe sisteme de regulatoare automate pentru mașinile de debitat electroerozive, care se deosebesc după principiul de acționare, schema electrică și elementele constructive.

Cea mai simplă variantă o constituie regulatorul cu solenoid (fig. 3.1) la care discul sculă *1* primește mișcarea de avans de la solenoidul *3* coman-



3.1. Schema de principiu a regulatorului cu solenoid.

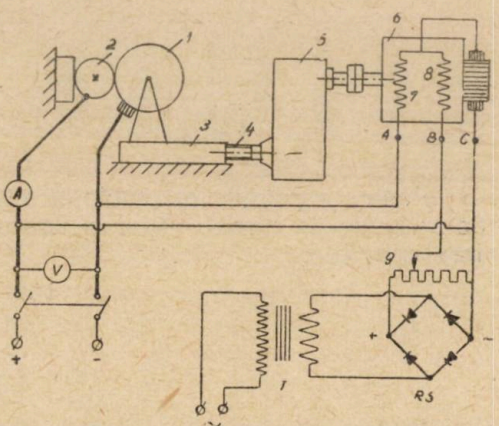


Fig. 3.2. Schema de principiu a regulatorului cu mecanism de acționare rigid.

dat de tensiunea din circuitul de lucru și pe cea de retragere de la solenoidul *4* comandat de curentul din circuitul de lucru. Apăsarea discului în regim optim de avans poate fi reglată cu reostatul *5*.

Principalul dezavantaj al acestui regulator este lipsa lui de stabilitate, factorii perturbatori dînd adesea naștere la oscilații ale electrodului mobil. Domeniul de menținere a parametrilor optimi este restrîns.

O parte din aceste dezavantaje au fost eliminate prin utilizarea unor regulatoare de genul celor prezentate în figura 3.2, la care un motor de curent continuu are 2 excitații antagoniste *7* și *8* alimentate cu tensiunea circuitului de lucru, respectiv cu o tensiune de comandă separată, sensul de rotație fiind dat de excitația preponderentă.

Pe același principiu s-au încercat scheme în care parametrul reglării este curentul din circuitul de lucru. În acest caz tensiunea unei înfășurări de excitație a motorului de curent continuu este culeasă de pe o rezistență din circuitul de lucru.

Acest tip de regulatoare prezintă dezavantajul că presupune opriri, porniri și chiar schimbări de sens de rotație la mașina de antrenare, ceea ce duce la inerție mare în sistemul de reglare, la mișcări prin salt, care dau un avans sacadat, mai ales la viteze de eroziune mici și la suprafețe mari.

Mai avantajos din acest punct de vedere este regulatorul automat cu diferențial mecanic (fig. 3.3) la care electromotorul ce realizează avansul nu mai este obligat să se oprească sau să-și schimbe sensul de rotație.

Nici acest tip de regulator nu dă însă satisfacție la prelucrarea electroerozivă. Tensiunea din circuitul de lucru nedepășind 30 V impune utilizarea în asemenea scheme a motoarelor de curent continuu reglabile la tensiune joasă precum și introducerea unor rezistențe în circuitul de lucru, însoțită

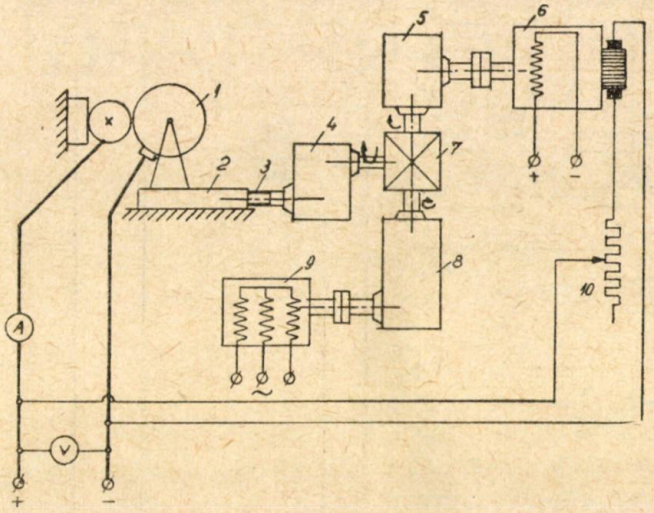


Fig. 3.3. Schema de principiu a regulatorului cu diferențial.

de pierdere de energie. Din aceste cauze regulatoarele amintite au sensibilitatea redusă, nu mențin mărimea de reglat și nu funcționează corect decît într-un interval foarte restrîns al vitezelor de avans.

Pentru înlăturarea acestor neajunsuri s-a încercat introducerea în sistemele de reglare pentru prelucrarea electroerozivă a amplificatoarelor de putere, curent și tensiune.

Din analiza cerințelor expuse în capitolele precedente, ținînd seama de condițiile de exploatare ale unei mașini electroerozive de debitat și de factorii economici, se adoptă pentru reglarea avansului un regulator automat cu amplificator magnetic studiat și încercat de ENIMS [3] (fig. 3.4).

Principial reglarea se realizează cu ajutorul unui amplificator magnetic diferențial, format din două amplificatoare magnetice 1 AM și 2 AM.

Informațiile asupra stării spațiului dintre sculă și piesă sînt primite de amplificator prin intermediul bobinelor W'_T și W''_T parcurse de curentul de lucru și bobinelor W'_S și W''_S conectate la tensiunea circuitului de lucru.

Amplificatorul magnetic mai primește și un semnal de comandă în două înfășurări W'_P și W''_P alimentate de la o sursă independentă cu tensiune constantă, a cărei mărime și semn sînt stabilite din exterior.

Aceste semnale sînt amplificate și comparate, rezultatul fiind dat sub forma unei diferențe de potențial aplicată pe rotorul unui motor de curent continuu, care reprezintă mecanismul de execuție.

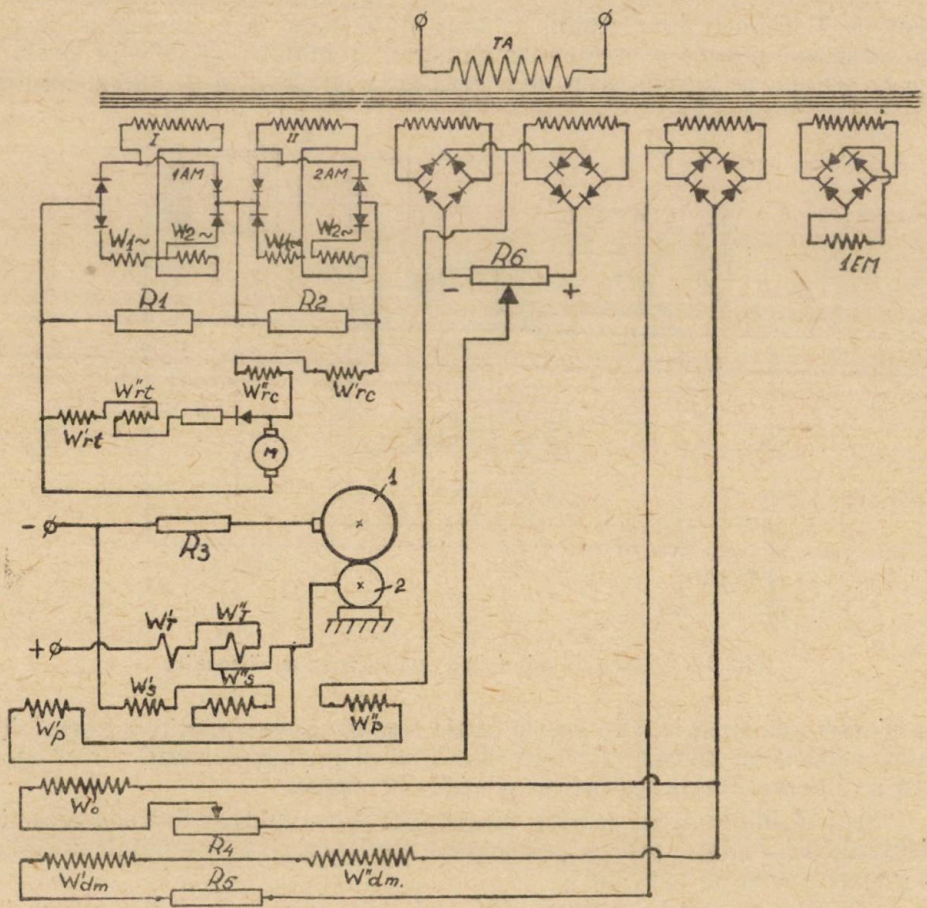


Fig. 3.4. Schema de principiu a regulatorului cu amplificator magnetic diferențial.

Sensibilitatea mecanismului de execuție este sporită prin acțiunea înfășurărilor de reacție după curent W'_{rc} și W''_{rc} conectate în serie și înfășurărilor de reacție după tensiune W''_{rt} și W''_{rt} conectate în paralel cu rotorul motorului de curent continuu.

Sistemul de reglare ales satisface condițiile de reglare stabilite la paragraful 2, asigurînd obținerea întregii game de viteze liniare de avans necesare.

El prezintă o durabilitate practic nelimitată, este robust și sigur avînd un preț de cost relativ redus.

După dimensionarea tuturor elementelor ce compun sistemul de reglare și aplicarea acestuia la mașina electroerozivă de debitat cu caracter industrial, se vor putea face aprecieri suplimentare asupra particularităților de reglare a regimului de lucru la prelucrarea electroerozivă.

BIBLIOGRAFIE

1. B. G. Gutkin, A. L. Vișnițki, *Regulatoarele regimului de funcționare a mașinilor de prelucrare cu scintei electrice și anodomecanice*, I.D.T. București 1952.
2. S. S. Podlazov, V. N. Solovov, Stanki i instrument 1954 Nr. 5.
3. A. L. Livșiț, *Prelucrarea metalelor prin eroziune electrică*, I.D.T. București 1958.
4. V. M. Scitova și alții, Issledovanie sistem avtoregulirovania pri razrezanii metallov. In „Problemi elektriceskoi obrabotki materialov". Izd. Akad. Nauk S.S.S.R. Moskva 1960.
5. O. Centea și alții, Metode de rigidizare a caracteristicei exterioare a grupului de convertizor de sudat tip GES-350. Lucrare comunicată în sesiunea științifică I.P.T. Timișoara 1963.
6. V. Popovici, Utilizarea suspensiilor de caolin în apă ca lichid de lucru la debitarea prin electroeroziune. Lucrare comunicată în sesiunea științifică din I.P.T. Timișoara 1964.
7. A. G. Worthing, J. Geffner, *Prelucrarea datelor experimentale*, Ed. Tehnică București 1959.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ПРИ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ РАЗДЕЛКЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе устанавливаются условия регулирования опережения и выбирается схемы автоматической подачи анодно-механической разделочной машины для стальных заготовок диаметром до 100 мм.

На основании изложенных соображений устанавливаются условия регулирования подачи, принимая в качестве основной величины среднее значение тока.

По опытным данным определяется изменение скорости обработки в зависимости от рабочего тока при напряжении между электродами и длины постоянного надреза.

На основании результатов определилась область изменения скорости подачи так чтобы для всего диапазона размеров заготовок разделка производилась при оптимальных скоростях обработки.

Анализируя виды автоматических регуляторов встречаемых в литературе, выбирается один тип автоматического регулятора с магнитным дифференциальным автоматическим усилителем.

BESTIMMUNG DER BEDINGUNGEN EINER SELBSTTÄTIGEN VORSCHUBREGELUNG BEI ELEKTROEROSIVEM SCHNEIDEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In dieser Arbeit werden die Bedingungen der Vorschubregelung bestimmt und auf Grund dieser Bedingungen eine entsprechende, selbsttätige Vorschubregelschema für eine anoden-mechanische Schneidmaschine für Stahlhalbfabrikate, mit Durchmesser bis 100 mm gewählt.

Nach einigen Anschauungen über selbsttätige und Vorschub-Regelung bei elektroerosivem Schneiden, werden die Vorschubregelungsbedingungen bestimmt, wobei als Grundgrösse der Mittelwert des Stromes verwertet wurde.

Durch Auswerten der Versuchsergebnisse wird die Abänderung der Erosionsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von dem Arbeitskreisstrom, bei gleichbleibender Spannung im Funkspalt und Schneidlänge, bestimmt.

Auf Grund der erzielten Ergebnisse wurde der Änderungsbereich der Vorschubgeschwindigkeiten, der beim Schneiden aller Halbteilabmessungen eine optimale Erosionsgeschwindigkeit sichert, festgestellt.

Im Weiteren wurde auf Grund der in der Literatur vorkommenden selbsttätigen Regelungschemas ein Automatregler mit magnetischem Differentialverstärker gewählt und auf Basis der festgestellten Erfordernisse abgeändert.

INCERCAREA LA DURABILITATE A UNOR SUBANSAMBLE PRINCIPALE ALE STRUNGURILOR DE FABRICAȚIE INDIGENĂ *

DE

I. POP

CONSIDERAȚIUNI GENERALE

Construcția modernă de mașini, impune mașinilor-unelte, utilaj de bază în industria constructoare de mașini — condiția principală a asigurării unei productivități cît mai ridicate, cu respectarea preciziei și calității prescrise a suprafețelor prelucrate.

Cerința unei productivități maxime, determină în construcția mașinilor-unelte, o serie de tendințe bine precizate. Dintre aceste menționăm : creșterea vitezelor de așchiere și de avans, creșterea forțelor de așchiere, în consecință și a puterii electro-motorului folosit la antrenare, ridicarea gradului de automatizare etc.

Pentru aprecierea din punct de vedere științific și tehnic a calității mașinilor-unelte noi, ce sînt supuse unor condiții noi de exploatare, este necesar a se efectua o serie de încercări asupra principalelor subansamble ale acestora.

Din punct de vedere al clasificării, deosebim două feluri de încercări [1] [2]:

a) încercări de producție sau recepția mașinilor-unelte.

b) încercări de laborator.

Primul gen de încercări au scopul să verifice calitatea executării mașinilor noi, productivitatea lor și calitatea prelucrării ce o pot executa. Pentru acestea se efectuează încercările la mers în gol și sub sarcină, controlul exactității geometrice a mașinii și controlul calității suprafeței și exactității obiectului prelucrat pe mașină.

Al doilea gen de încercări urmăresc să determine capacitatea productivă a mașinilor-unelte și să analizeze funcționarea prototipurilor noi construite, sau a celor care se află în execuție, cu scopul perfecționării lor, a ridicării calităților de exploatare și constructive. In acest scop se prevede : verificarea exactității geometrice și a celei de prelucrare, măsurarea rigidității, cercetarea stabilității la vibrații, încercarea energetică a acționărilor, încercarea sistemelor auxiliare, cercetarea ansamblelor, a calității în montaj și

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

exploatare, a condițiilor de funcționare a mecanismelor și a durabilității a acestora etc. [1].

Bibliografia de specialitate: [1], [2], [3], referitoare la încercarea și recepția mașinilor-unelte, se ocupă mai mult de exactitatea geometrică a suprafețelor în contact și mai puțin de rodajul și comportarea în exploatare a mașinilor-unelte. Pînă în prezent prescripțiuni precise legate de modul și timpul la care trebuie supusă mașina-unelță la proba de rodaj, nu posedăm. De asemenea nu sînt date suficiente legate de durabilitatea unor subansamble și organe a acestora, în condițiile de exploatare la încărcarea maximă a mașinilor-unelte. Pe de altă parte, la o serie de mașini-unelte fabricate la noi în țară, cum ar fi: strunguri paralele, mașini de frezat, mașini de găurit etc. uzinele furnizoare nu execută încercări legate de capacitatea de așchiere. Aceasta fie din cauza lipsei prescripțiunilor din STAS, fie din cauza consumului mare de metal așchiat ce ar fi necesar în vederea executării unor astfel de încercări.

Iată numai cîteva inconveniente care impun necesitatea găsirii unor metode de lucru convenabile și din punct de vedere economic.

Unii specialiști [4], sesizînd unele deficiențe în prescripțiile prevăzute de rodajul și verificarea capacității de așchiere ale mașinilor-unelte, indică un procedeu nou de încărcare a mașinilor-unelte, fără a folosi procesul de așchiere care prezintă dezavantajul unui consum mare de metal.

Încărcarea mașinilor-unelte indicată de autor, se execută cu ajutorul unor aparate care din punct de vedere al forțelor ce apar, se aseamănă întru totul cu procesul de așchiere. Această metodă permite reducerea simțitoare a consumului de metal pierdut la încercarea capacității de așchiere a mașinilor-unelte, limitîndu-se numai la anumite probe care să fie efectuate prin așchiere, cum ar fi: încercările la stabilitate la vibrații a mașinii, și determinarea netezimii și preciziei suprafețelor prelucrate.

Lucrarea de față are drept scop să se ocupe de execuția și tipizarea unui aparat care să fie folosit atît pentru încercări de laborator efectuate în diferite institute de cercetare și învățămînt superior, cît mai ales pentru întreprinderile constructoare de mașini-unelte, care au obligația de a livra mașina-unelță gata rodată. De asemenea ne propunem, cu ajutorul acestui aparataj să efectuăm încercări asupra unor ansamble și subansamble ale strungurilor fabricate la noi în țară în vederea prezentării uzinelor constructoare de mașini-unelte, a unor observații legate de forma constructivă și durabilitatea acestora, care să ducă la îmbunătățirea tehnico-economică a mașinilor-unelte fabricate în R.P.R.

Printre încercările ce propunem să le efectuăm sînt:

a) uzura dimensională a fațetei ghidajelor la strunguri.

b) durabilitatea arborelui principal și a lagărelor de sprijin.

c) durabilitatea unor perechi de roți dințate, din acționarea principală a strungului.

d) comportarea din punct de vedere a rigidității mașinii, după un timp de funcționare.

e) verificarea sistemului de ungere (încălzirea mașinii la încărcarea maximă) zgomotul și vibrațiile mașinii.

DESCRIEREA CONSTRUCTIVĂ A DISPOZITIVULUI EXECUTAT

La proiectarea și executarea dispozitivului ne-am condus după principiul efectuării încercărilor în condiții cît mai economice și posibilități de rezolvare în laboratorul T.C.M.

Dispozitivul de încărcare al mașinilor-unelte așa cum arată bibliografia de specialitate se poate construi ținînd seama de modul în care dorim să efectuăm frînarea, mașinii-unelte. Aceasta se poate realiza prin : frîne mecanice, pompe hidraulice, generatoare electrice, compresor de aer etc.

Cu toate că cel mai bun procedeu ar fi frînarea cu ajutorul unui generator electric, care exclude folosirea instalației de răcire necesitată la celelalte metode, din cauza lipsei a unui astfel de generator, nu-l vom putea folosi și ne vom opri la folosirea unei pompe hidraulice cu roți dințate tip FS-PR1, avînd turația de regim cuprinsă între 1 350—1 600 rot/min presiunea maximă $p_{max} = 100$ kgf/cm², și debitul $Q = 40—60$ litr/min.

Dispozitivul de încărcare (fig. 1) se compune dintr-o roată dințată lungă cu dinți înclinați z_1, prinsă pe mașină în locul semifabricatului de

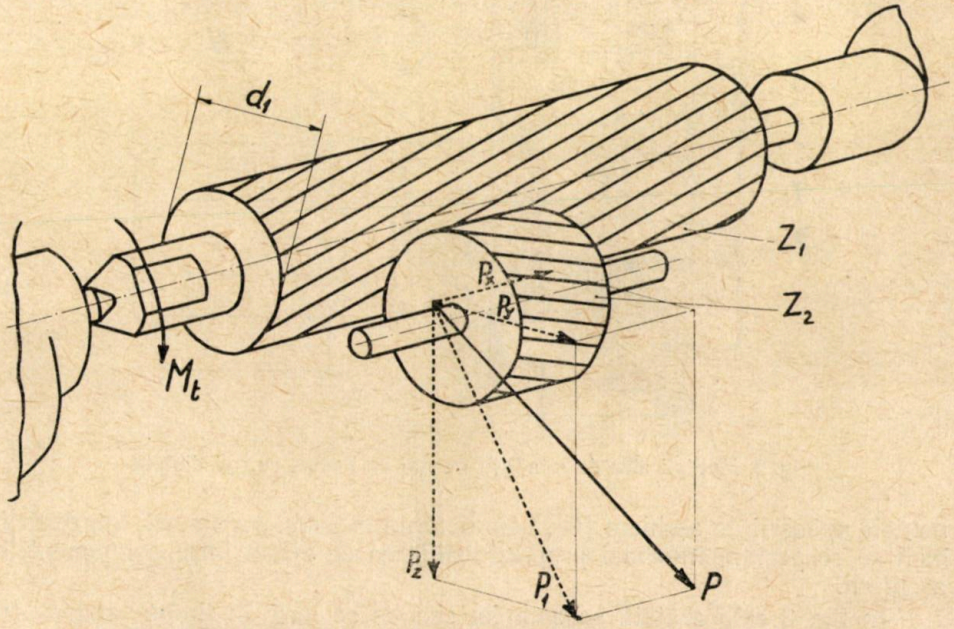


Fig. 1. Forțele născute de angrenajul cu dinți înclinați a dispozitivului de încărcat.

prelucrat, dintr-o roată dințată cu dinți înclinați z_2, care angrenează cu prima, și dintr-o transmisie de la aceasta din urmă la dispozitivul de încărcare și frînare, montat pe căruciorul strungului.

În figura 2 se arată multiplicatorul de turații ce face legătura între roata dințată z_1 (vezi fig. 1) și dispozitivul de încărcare (subansamblul IV din fig. 2).

In timpul rotirii arborelui principal și al transmiterii de către acesta a cuplului de torsiune M_t căruciorul strungului este încărcat tot timpul cu cele trei componente ale apăsării de așchiere: componenta tangențială P_z; componenta radială P_y și componenta axială P_x.

Cunoscînd din literatura de specialitate [5], că cele două componente ale apăsării de așchiere P_y și P_x, sînt proporționale cu componenta P_z, și știind că în cazul angrenării a două roți dințate cu dinți înclinați apar trei componente ale forței de angrenare, identice ca direcție de acțiune cu compo-

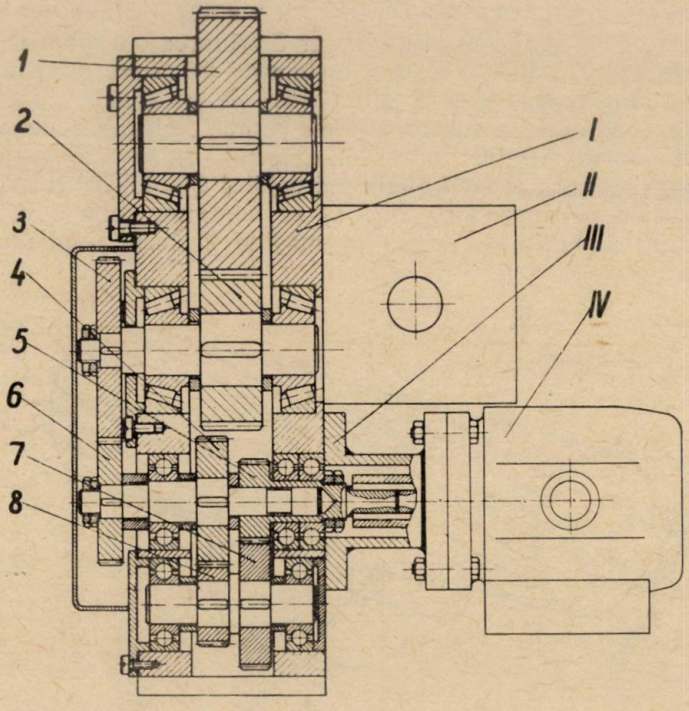


Fig. 2. Multiplicator de rotații în montaj cu pompa cu roți dințate.

nentele apăsării de așchiere [6], vom determina astfel parametrii angrenării, încît să respectăm întocmai proporționalitatea ce există între componentele așchierii.

In fig. 3 este arătată schema forțelor ce se nasc în timpul angrenării și care se găsesc într-un plan vertical perpendicular pe axa roților.

După cum a reieșit mai sus, prima condiție ce se impune la proiectarea angrenării este ca:

$$P_t : P_r : P_a = P_z : P_y : P_z \qquad (1)$$

unde P_t este componenta tangențială a angrenării;
P_r — componenta radială a angrenării;
P_a — componenta axială a angrenării

a căror valori se pot determina cu ajutorul relațiilor :

$$P_t = \frac{2M_t}{D_d}; \quad (2) \qquad P_r = P_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_d}{\cos \beta_d}; \quad (3) \qquad P_a = P_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_d \quad (4)$$

unde : D_d — diametrul cercului de divizare ;
α_d — unghiul profilului de referință al cremalierei generatoare ;
β_d — unghiul de înclinare al dintelui pe cilindrul de divizare.

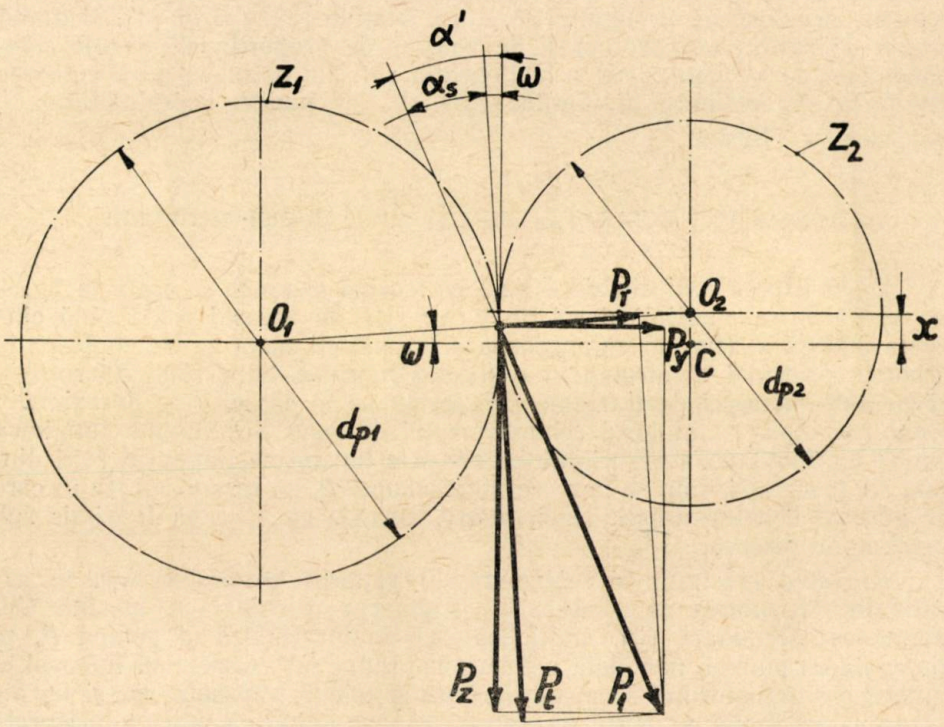


Fig. 3. Schema forțelor născute în timpul angrenării într-un plan vertical și perpendicular pe axa roților.

Pentru a obține valoarea necesară a raportului P_y/P_z; în cazul unghiului de angrenare standardizat, fără a recurge la corijarea danturii, este necesar ca axa roții condusă z_2, să fie dispusă deasupra axei roții conducătoare z_1, cu distanța x (vezi fig. 3). In acest caz unghiul de angrenare al liniei de angrenare, în secțiunea frontală față de verticală este :

$$\alpha' = \alpha_s + \omega \quad (5)$$

de unde rezultă :

$$\omega = \alpha' - \alpha_s \quad (6)$$

unde

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{P_y}{P_z}. \tag{7}$$

Determinarea lui x se face pe baza unghiului w din triunghiul O_1O_2C

$$x = \frac{(d_{d1}+d_{d2})\sin w}{2}. \tag{8}$$

Efectuîndu-se calculele pentru momentul de torsiune maxim născut la arborele principal al strungului S3, după relaţiile (2), (3) şi (4), şi ţinînd seama de relaţia (1) precum şi de valorile de proporţionalitate ale componentelor de aşchiere, date în bibliografia (5), am obţinut pentru valoarea unghiului de înclinare al dinţilor $\beta_d = 20°$, iar pentru supraînălţarea x, valoarea : $x = 4{,}2$ mm.

DESCRIEREA MODULUI DE FUNCŢIONARE AL DISPOZITIVULUI

După fixarea roţii dinţate O (z_1) pe maşină aşa cum se arată în fig. 4, ne apropiem cu multiplicatorul de turaţii MT de această roată pînă cînd roata dinţată z_2 (fig. 1) se angrenează normal cu roata z_1. Se cuplează la arborele principal al strungului o turaţie cuprinsă între 150—200 rot/min şi cu ajutorul barei de tracţiune BT, un avans la cărucior de aproximativ 1 mm/rot. Apoi cu ajutorul schimbătorului de sens SD, reglăm lungimea cursei de dute-vino a căruciorului, care este funcţie de lungimea roţii dinţate O. În acelaşi timp se face legătura pompei P, cu rezervorul Re în care se găseşte lichidul stabilit (ulei, petrol, emulsie etc.) ce va fi trimis sub presiune în rezervor.

Reglarea presiunii se realizează cu ajutorul droselului Scp, în aşa mod în cît puterea ce o absoarbe acţionarea principală a maşinii CV, acţionarea secundară CA, multiplicatorul de turaţii MT şi pompa P, să fie egală cu puterea nominală a electromotorului EM. Consumul integral al puterii electromotorului se poate observa la cele 2 wattmetre w_1 şi w_2 ale căror valori limită se poate fixa anticipat, cunoscînd că puterea măsurată de wattmetre este :

$$N_w = k(a_1 \pm a_2) \tag{9}$$

unde : k este constanta wattmetrului ;

a_1 şi a_2 — valorile indicate de wattmetre.

Observaţii: 1. Semnul + (plus) sau — (minus) se va lua în considerare, după cum legăturile celor două wattmetre vor fi făcute în acelaşi sens sau în sens contrar cu circuitul electro-motorului.

2. Valoarea presiunii se va citi de la un manometru ce se găseşte montat în circuit, imediat la ieşirea din pompă şi înaintea droselului.

În fig. 5 este arătat dispozitivul în timpul funcţionării pe strungul S3, din laboratorul de Tehnologia Construcţiilor de Maşini.

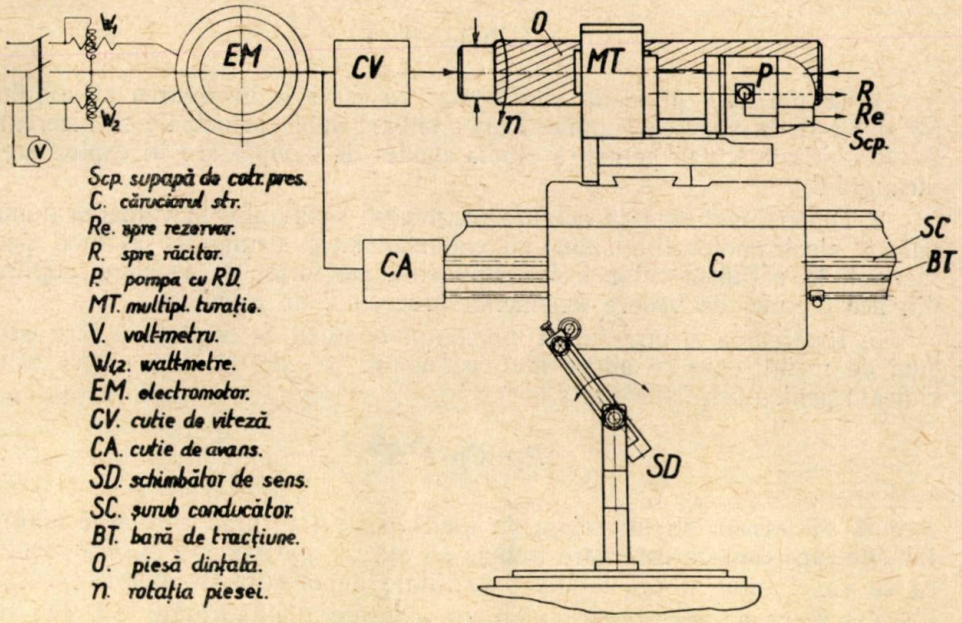


Fig. 4. Schema generală de montaj pe strung a dispozitivului.

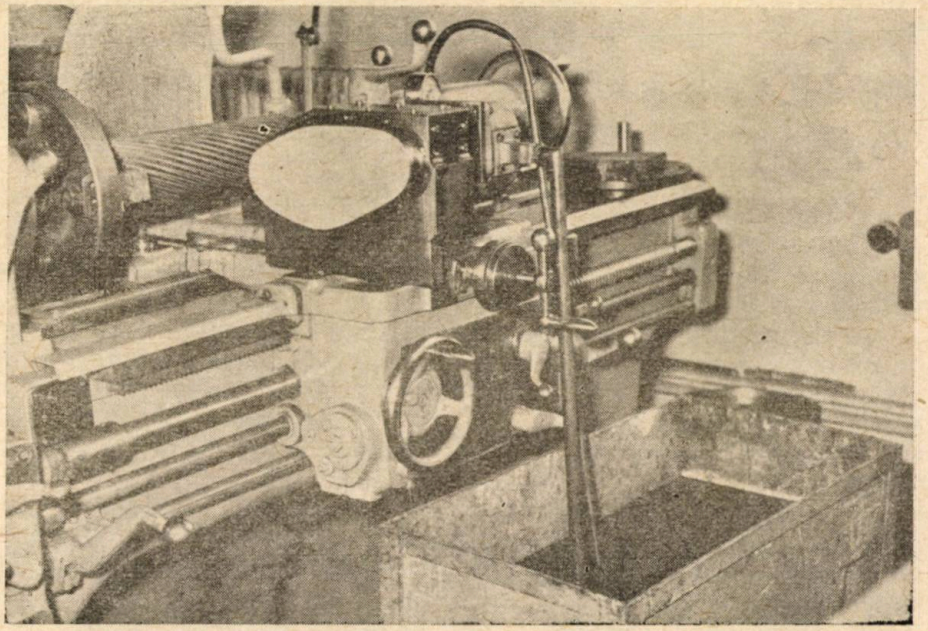


Fig. 5. Dispozitivul în timpul funcționării.

CONCLUZII

1. Dispozitivul proiectat și executat va servi la încărcarea strungului S3 și S3-M, în vederea supunerii unor subansamble principale la încercări de durabilitate, cît și pentru a studia modul de comportare în exploatarea strungului.

2. Dispozitivul de față asigură încărcarea strungului la valoarea nominală a electromotorului, supunînd subansamblele strungului în mod permanent, la acțiunea celor trei componente ale forței de așchiere, copiind din acest punct de vedere fenomenul procesului de așchiere.

3. Incărcarea strungului la momentul nominal se realizează fără consum de metal, ceea ce aduce mari economii. Se știe că la o putere utilă ridicată pentru a satisface relația :

$$P_z = Cp \cdot t^{xp} S^{yp}$$

trebuie să lucrăm cu un regim de lucru mare (secțiune a așchiei mare). Iar cum procesul de încărcare trebuie să dureze aproximativ ½ oră rezultă că se va elimina în acest timp o cantitate importantă de metal.

Observație: Dacă luăm în considerație strungul S3 ce are $N_{em} = 7$ Kw, iar puterea utilă $Nu = 5$ Kw, rezultă la o durabilitate economică a cuțitului de 60 minute următorul regim de lucru :

$$S = 1 \text{ mm/rot} ; \quad t = 2{,}7 \text{ m/min},$$

ceea ce ar rezulta în 30 minute următoarea cantitate de material :

$$G = \gamma \cdot s \cdot t \cdot v \cdot \tau = 7{,}85 \times 0{,}1 \times 0{,}27 \times 7\,500 \times 30 = 47\,700 \text{ grf metal}$$

$$\text{sau } G = 47{,}7 \text{ kgf}.$$

Luînd în considerație numărul de strunguri ce se fabrică la noi în țară, cele spuse mai înainte sînt confirmate pe deplin fără a lua în considerare consumul de scule și costul manoperei.

4. Caracteristic la acest dispozitiv în afara celor amintite este și faptul că are o instalație de frînare foarte simplă, fiind constituită dintr-o pompă, o supapă de strangulare și un monometru pentru controlul și fixarea presiunii, cît și posibilitatea de a se schimba raportul Py/Pz prin simpla supraînălțare sau coborîre a dispozitivului față de înălțimea vîrfurilor strungului.

De asemenea, fiind prevăzut cu roți de schimb și limitator de cursă, se pot executa verificări într-o gamă largă de turații și în diverse locuri de la vîrful păpușii fixe, atît în poziție fixă a căruciorului cît și în curse de dute-vino.

5. Dispozitivul executat a fost proiectat pentru o durabilitate de 1 500 ore. Coeficientul de siguranță în cel mai solicitat loc este 2.

BIBLIOGRAFIE

1. G. Schlesinger, *Norme de verificare pentru mașinile-unelte.* Editura Tehnică, București, 1952.
2. E. Dodon, Încercări ale mașinilor-unelte. Lucrări de laborator. Ministerul Învățămîntului, 1955.
3. * * *, STAS 1670-50; STAS 1671-50.
4. V. F. Paramanov, Rodarea și încărcarea de forță ale mașinilor-unelte, fără așchierea metalelor. Revista „Sanchi i instrument" Nr. 10/1960.
5. Duca Zoltan, *Așchierea metalelor.* Litografia Învățămîntului, București, 1956.
6. * * *, *Manualul Inginerului Mecanic,* vol. 2, Editura Tehnică, București, 1959.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГЛАВНЫХ ЧАСТЕЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ НАШЕГО ПРОИЗВОДСТВА

(РЕЗЮМЕ)

Первая часть данной работы занимается проектированием и конструированием приспособления для нагружения токарного станка.

Из решений литературы в этой области, автор останавился на конструировании приспособления, которое с точки зрения нагружения станка с тремя компонентами, мог бы копировать в точности процес резания, а с другой стороны дал бы возможность исследовать в широких пределах характеристики токарных станков и в самых экономичных условиях.

Построенное приспособление состоит из зачелления с наклонными зубьями (см. фиг. 1) мультипликатора оборотов (см. фиг. 2) от которого передается вращение к шестеренчатому насосу, которой расходует всю утильную мощность токарного станка.

Аппаратура смонтированная в гидравлической магистрали может регулировать давление и расход насоса таким образом, что бы он смог использовать полезную мощность станка при разных оборотак главного шпинделя.

VERSUCH AN DER DAUERBARKEIT EINIGER HAUPTBESTANDTEILE AN DREHBÄNKE INLÄNDISCHER FABRIKATION

(ZUSAMMENFASSUNG)

Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Projektierung und der Ausführung einiger Werkstücke für die Belastung der Drehbank S3 und S3-M.

Nach der Lösung des bibliografischen Materials, bezieht sich der Autor auf die Belastung der Drehbank mit 3 Komonenten, entstanden zu kopieren

den totalen Zerspanungsprozess, und andrerseits, soll es erlauben, das stattfinden der Versuche in weiten Kreisen der Charakteristik der Drehbank und in möglichst ökonomischen Bedingungen.

Das entstandene Bestandteil setzt sich aus einem Getriebe mit schiefen Zähnen (siehe Fig. 1), ein Drehvervielfacher (siehe Fig. 2), aus deren Ausgang die Drehbewegung ausgeht zu einer Pumpe mit Zahnrädern, die die ganze nötige Kraft der Drehbank verbraucht.

Die im hidraulischen Kreislauf eingebaute Apparatur erlaubt das Reglieren des Druckes und die Ausscheidung der Pumpe, solchermassen, dass diese die nötige Kraft der Drehbank verbrauche, bei verschiedenen Drehungen der Hauptwelle.

PROIECTAREA ŞI EXECUTAREA ÎMBINĂRILOR SUDATE LA CONSTRUCŢIILE DIN ŢEVI

DE

D. RADU şi C. ŞARLĂU

1. Halele industriale mari şi alte construcţii metalice cu suprafeţe libere însemnate, au acoperişul alcătuit din ferme cu zăbrele. Fermele metalice cu zăbrele pot fi executate din profile laminate sau din ţevi. În ultimul timp se folosesc mult ţevile pentru asemenea construcţii.

Proiectarea şi executarea în construcţie sudată din ţevi a fermelor cu zăbrele ce alcătuiesc de exemplu un acoperiş sub forma unei cupole, pune probleme importante. De obicei aceste ferme au formă de arc şi sînt alcătuite ca grinzi cu zabrele spaţiale.

O formă raţională este cea arătată în fig. 1.

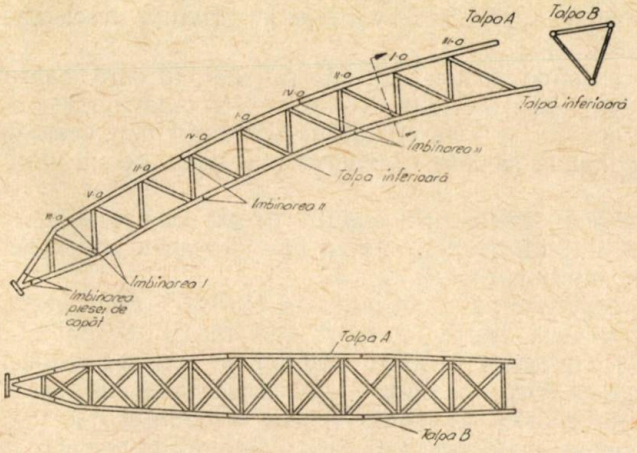


Fig. 1. Ferma din ţevi de oţel.

Talpa inferioară are o bară, iar cea superioară două bare, aşa încît în secţiune transversală este triunghiulară. Între bare sînt aşezate zăbrelele (diagonale şi montanţii), din ţevi înclinate cu un unghi de 45°—50°, sau perpendiculare.

Alcătuirea fermelor din ţevi şi găsirea unor soluţii raţionale de îmbinare în noduri, este o problemă care cere un studiu temeinic. Prinderea barelor

(ţevilor) în noduri, trebuie să fie simplă şi rezistentă. Pe cît este posibil e bine să nu se folosească gusee sau alte piese auxiliare care îngreunează construcţia.

Aşezarea şi fixarea barelor în axele geometrice este o problemă importantă şi care trebuie riguros respectată pentru a nu schimba starea de eforturi în elementele fermei, fig. 2.

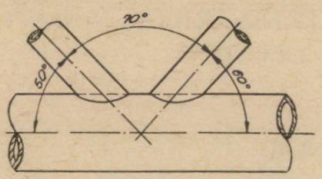


Fig. 2. Imbinarea centrică a diagonalelor cu talpa.

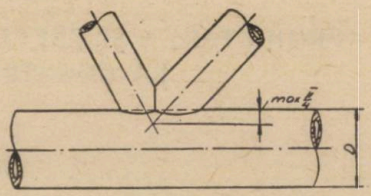


Fig. 3. Imbinarea dezaxată a diagonalelor cu talpa

De asemenea la aşezarea barelor în noduri trebuie să se ţină seama de posibilităţile de deformare la sudare datorită tensiunilor care iau naştere.

Uneori este convenabil ca barele în noduri să fie aşezate cu o abatere de la axa geometrică, lucru care se admite numai în situaţia cînd nu se schimbă mult starea de eforturi în elementele construcţiei în timpul exploatării, fig. 3.

Imbinările în noduri fără gusee la construcţia din ţevi se aplică astăzi cu succes deoarece prezintă avantaje în privinţa economiei de materiale şi chiar a execuţiei.

Pentru a obţine noduri alcătuite raţional, în care transmiterea forţelor să se facă fără suprasolicitări locale, se cere îndeplinirea condiţiilor :

— diagonalele să facă cu tălpile un unghi mai mare de 30°,

— diagonalele să aibe diametrul mai mare de un sfert din diametrul tălpilor.

Realizarea nodurilor prin sudură directă se execută fie cu barele centrate în axul tălpilor (fig. 2) fie cu barele aşezate excentric cu punctul de intersecţie în interiorul tălpii, fig. 3.

Datele experimentale obţinute de S. V. Vlasov arată că rezistenţa îmbinărilor de tipul din fig. 2, reprezintă aproximativ 85% din capacitatea de rezistenţă a pieselor în afara nodului, în timp ce rezistenţa tipului din fig. 3, ajunge la 95% sau chiar 100% din această valoare.

Explicaţia acestei rezistenţe sporite a nodului constă în faptul că o parte din efort se predă direct de la o diagonală la cealaltă fără a mai trece prin materialul tălpii.

De asemenea s-a dovedit că sudurile supuse la eforturi de tracţiune au o rezistenţă la rupere mai mică decît cele supuse unor eforturi de compresiune.

In consecinţă alcătuirea corectă a unui mod excentric către interior se obţine cu bara tensionată sudată pe contur de talpă, iar bara comprimată se sudează pe talpă şi pe cealaltă bară după o prelucrare corespunzătoare, fig. 4.

2. *Calculul îmbinărilor sudate la construcțiile din țevi.* Prinderea în noduri a barelor din țevi se poate face prin intermediul guseelor sau direct. La prinderea directă se realizează economie de materiale, în schimb sporește ceva manopera.

a) Calculul îmbinărilor sudate în cazul prinderii barelor în noduri cu ajutorul guseelor.

În fig. 5 se arată prinderea cu ajutorul guseelor a țevilor în noduri prin creșterea capătului țevii, secțiunea *A—A* și cu prelucrarea capătului țevii, secțiunea *B—B*.

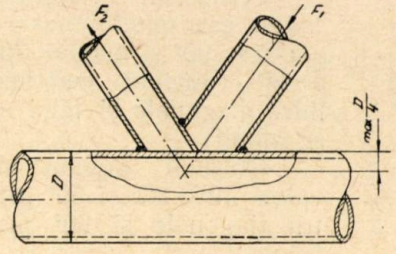


Fig. 4. Nod dezaxat sudat.

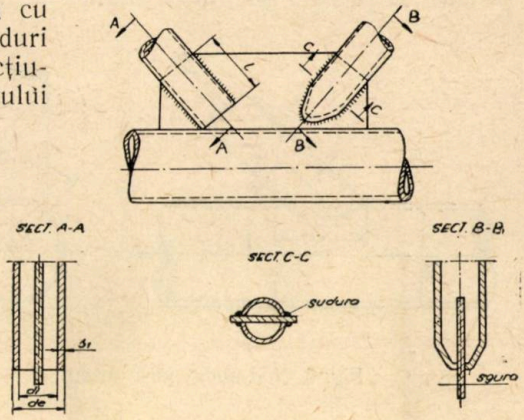


Fig. 5. Nod sudat cu guseu.

Din condiția ca îmbinarea sudată să poată transmite aceiași forță ca și bara respectivă, se determină lungimea cusăturii sudate, sau lungimea capătului țevii ce se sudează (1) fig. 5.

$$P=\frac{\pi\,(d_{e2}-d_{i2})}{4}\,\sigma_a \cong \pi\,(d_e-s_1)\,s_1\,\sigma_a \qquad (1)$$

$$P=A_s\cdot\tau_{sud}=4\cdot l\cdot 0{,}7\,s\cdot 0{,}65\,\sigma_a \qquad (2)$$

egalînd aceste relații și făcînd simplificări avem :

$$\pi\,(d_e-s_1)\,s_1\,\sigma_a=4\cdot 0{,}7\cdot 0{,}65\,s\cdot l\,\sigma_a \qquad (3)$$

$$l=\frac{\pi\,(d_e-s_1)}{1{,}82}=1{,}725\,(d_e-s_1). \qquad (4)$$

Neglijînd pe *s*, grosimea țevii fiind mică față de diametrul său și luînd în considerație craterele inițiale și finale ce se formează la sudare, lungimea capătului țevii pentru îmbinare se poate determina cu relația :

$$l=1{,}75\,d_e \quad (5) \text{ pentru țeava crestată,}$$

și

$$l=1{,}70\,d_e \quad (6) \text{ pentru țeava prelucrată.}$$

Aceste relații sînt valabile cu condiția ca grosimea sudurii să fie de :

$$a=0{,}7\,s \text{ conform relației (2).}$$

Prin respectarea acestor relații îmbinarea sudată este economică și suficient de rezistentă.

b) Calculul îmbinărilor sudate în cazul prinderii barelor în noduri fără gusee (direct).

In acest caz capătul țevii se prelucrează după forma cilindrică a țevii pe care se prinde. Secțiunea sudurii depinde de raportul diametrelor țevilor care se îmbină și de unghiul de înclinare.

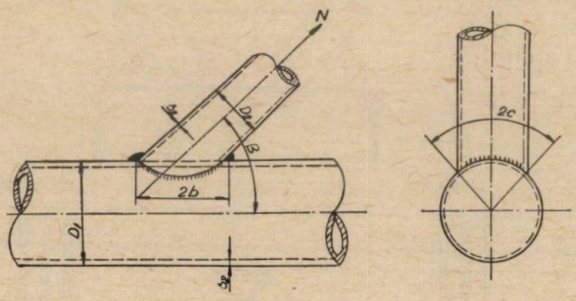


Fig. 6. Nod sudat fără guseu.

In fig. 6 este arătată schema unei astfel de îmbinări.

Perimetrul cusăturii sudate este minim cînd unghiul $\beta=90°$ și maxim cînd $\beta=30°$ (unghiuri mai mici între diagonale și tălpi nu se admit).

Obișnuit unghiul are valori între 35° și 55° pentru diagonale și 90° pentru montanți.

In literatura de specialitate se prevede verificarea acestor suduri cu relația (7) conform [1]:

$$\sigma_s=\frac{N}{p}\leqslant 0{,}72\,\sigma_a \tag{7}$$

în care : p=perimetrul cusăturii sudate calculat cu formula (8):

$$p=b+c+3\sqrt{b^2+c^2} \tag{8}$$

iar mărimile b și c au expresiile (9) și (10):

$$b=\frac{D_2}{2\sin\beta} \tag{9}$$

$$c=\frac{D_2}{3}\cdot\frac{3-\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}{2-\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}\cdot \tag{10}$$

După cum se vede relația (7) nu ține seamă de grosimea sudurii care la rîndul ei este în funcție de grosimea țevii,

$$a=0{,}7\,s \tag{11}$$

Ținînd seama și de grosimea sudurii, relația (7) devine :

$$\sigma_s=\frac{N}{A_s}=\frac{N}{p\cdot a}\leqslant 0{,}65\,\sigma_a\,. \tag{12}$$

Mărimea c se poate determina mai ușor dacă transformăm expresia (10) astfel :

$$\frac{D_2}{D_1} = k \tag{13}$$

$$c = D_1 \cdot \frac{k}{3} \cdot \frac{3-k^2}{2-k^2} = D_1 \cdot \Phi(k). \tag{14}$$

Valorile funcției $\Phi(k)$ se dau în tabela 1.

Tabela 1

$k \frac{D_2}{D_1}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,10
$\Phi(k)$	0,152	0,206	0,260	0,320	0,390	0,462	0,550	0,666
$\Psi(k)$	0,506	0,512	0,520	0,535	0,554	0,578	0,615	0,666

Pentru determinarea valorilor intermediare ale mărimii k, s-a întocmit graficul din fig. 7, *a* în care :

$$\Psi(k) = \frac{\Phi(k)}{k} = \frac{k}{2k} \cdot \frac{3-k^2}{2-k^2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{3-k^2}{2-k^2}. \tag{15}$$

Luînd în considerație relația (12) prin introducerea mărimilor aferente se obține expresia :

$$\sigma_s = \frac{N}{a\left[\frac{D_2}{2\sin\beta} + D_1\Phi(k) + 3\sqrt{\frac{D_2^2}{4\sin^2} + D_2^2\Phi^2(k)}\right]}. \tag{16}$$

Această relație se poate aduce la o formă mai simplă dacă împărțim și înmulțim numitorul relației (16) cu D_2 :

$$\sigma_s = \frac{\frac{N}{D_2}}{a\left[\frac{D_2}{D_2\,2\sin\beta} + \frac{D_1}{D_2}\Phi(k) + 3\sqrt{\frac{D_2^2}{4D_2^2\sin^2\beta} + \frac{D_1^2}{D_2^2}\Phi^2(k)}\right]} \tag{17}$$

$$\sigma_s = \frac{N}{aD_2\left[\frac{1}{2\sin\beta} + \frac{\Phi(k)}{k} + 3\sqrt{\frac{1}{4\sin^2\beta} + \frac{\Phi^2(k)}{k^2}}\right]}. \tag{18}$$

În care dacă notăm : $\frac{\Phi(k)}{k} = \psi(k)$ conform tab. 1 și avem :

$$\sigma_s = \frac{N}{aD_2\left[\frac{1}{2\sin\beta} + \psi + 3\sqrt{\frac{1}{4\sin^2\beta} + \psi^2}\right]}. \tag{19}$$

Această relație se poate aduce la o formă și mai simplă după cum se vede la relația (20).

$$\sigma_s = \frac{2N}{aD_2\psi\left[6\sqrt{1+\frac{1}{4\psi^2\sin^2\beta}}+2\right]} \tag{20}$$

sau în relația (21) și (22).

$$\sigma_s = \frac{N}{aD_2\psi\left[3\sqrt{1+\left(\frac{1}{2\psi\sin\beta}\right)^2}+1\right]} \tag{21}$$

$$\boxed{\sigma_s = \frac{N}{a\psi D_2\left[1+3\sqrt{1+\left(\frac{1}{2\psi\sin\beta}\right)^2}\right]} \leqslant 0{,}65\,\sigma_a} \tag{22}$$

Relația (22) este mult mai simplă și cu ajutorul ei se calculează ușor rezistența sudurii la țevi.

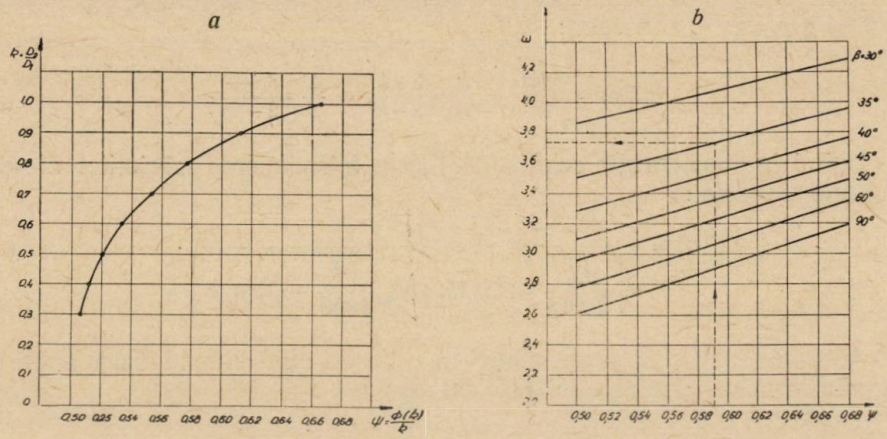


Fig. 7, a) Graficul funcției ψ (k) ; b) Graficul funcției $\omega = f(\psi, \beta)$.

Notînd cu $\omega = f(\psi, \beta)$ funcția de la relația (23) ale cărei valori sînt în tabela 2 și graficul din fig. 7, *b*, calculul rezistenței sudurii la țevi se poate face mai ușor.

În graficul din fig. 7, *b*, se determină rapid și suficient de precis valoarea ω cunoscînd pe ψ pentru diferite valori ale lui β.

$$\omega = \psi\left[1+3\sqrt{1+\left(\frac{1}{2\psi\sin\beta}\right)^2}\right] \tag{23}$$

$$\boxed{\sigma_s = \frac{N}{aD_2\omega} \leqslant 0{,}65\,\sigma_a}\,. \tag{24}$$

Tabela 2

Valorile funcției $\omega = f(\psi, \beta)$

β / ψ	0,50	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66
30°	3,86	3,91	3,96	3,99	4,03	4,09	4,14	4,20	4,25
45°	3,038	3,14	3,21	3,27	3,32	3,376	3,44	3,50	3 55
60°	2,784	2,84	2,89	2,96	3,04	3,094	3,14	3,22	3,28
90°	2,61	2,68	2,74	2,82	2,88	2,94	3,02	3,08	4,14

3. Principala problemă a realizării sudurilor la construcțiile din țevi, este prelucrarea corectă a capetelor barelor potrivit cu soluția aleasă pentru îmbinare.

De asemenea prelucrarea marginilor suprafețelor în contact în cazul sudurilor directe (fără guseu) pentru a creia un rost de sudare potrivit, constituie o problemă tot atît de importantă pentru realizarea unor îmbinări cu rezistență corespunzătoare.

Țevile pentru construcția fermei sînt fabricate, din oțel OLT-35 și 45, în țara noastră. Acest oțel care are un conținut redus de carbon, compoziția chimică fiind : C — 0,12% ; Mn — 0,6% ; Si — 0,4% ; P — S — 0,05% ; este bine sudabil obținîndu-se îmbinări sudate de calitate superioară, dacă se folosește ca material de adaus electrozi corespunzători cum sînt : EL 50 A, Böhler EV-50, OK 55-P sau UNI 13/55, electrozi care au rezilienţă peste 12 mkgf/cm² și alungirea peste 22%.

O legătură sudată cu rezistență bună se realizează numai dacă penetrația (topirea marginilor pieselor) este asigurată pe toată grosimea peretelui țevii.

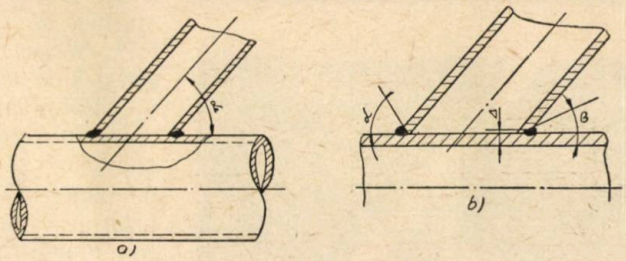
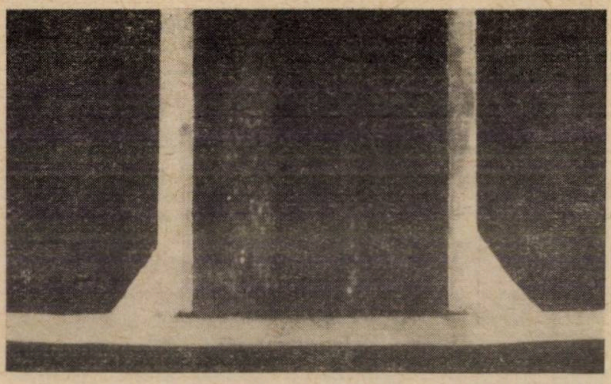


Fig. 8. *a*) nod sudat fără teșirea marginilor ; *b*) nod sudat cu teșirea marginilor.

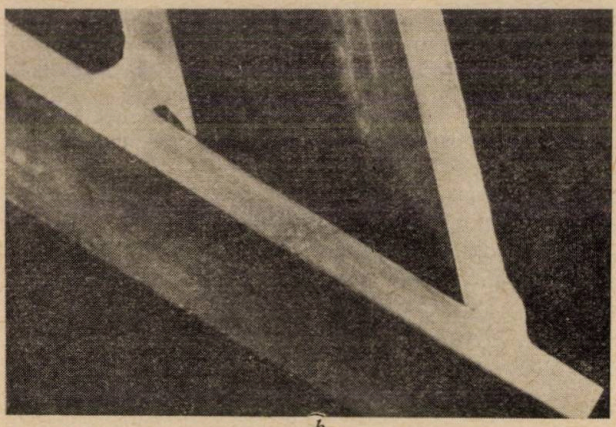
Ori penetrația este în legătură directă pe de o parte cu regimul de sudare (în speță curentul de sudare) și pe de altă parte cu forma și mărimea rostului de sudare dintre capetele pieselor ce urmează a fi sudate.

In această privință se întîmpină greutăți la îmbinarea diagonalelor cu tălpile, fig. 8, *a*, elemente care fac cu talpa un unghi mai mic de 50°.

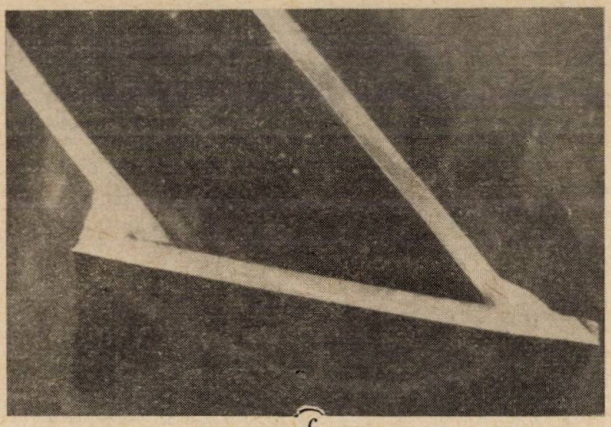
Dacă în partea unghiului prin prelucrarea la acest unghi a marginii țevii pe două treimi din circumferință asigură executarea sudurii cu pene-



a



b



c

Fig. 9. *a*, *b*, *c*, macrostructura secţiunilor prin îmbinările sudate.

traţie corespunzătoare, în partea unghiului problema e mai complicată. Prin teşirea ţevii în această regiune la unghiul sau prin lăsarea unui rost Δ de cca. 2 mm se pot creia condiţii pentru ca şi în această regiune să fie asigurată o penetraţie corespunzătoare care să lege solid ţevile îmbinate prin sudare.

In regiunea unghiului pe lîngă măsurile arătate, mai este necesară alegerea pentru sudare a unui electrod cu diametrul mai mic pentru a putea pătrunde în rostul de sudare mai aproape de rădăcină şi arcul fiind scurt se produce o căldură respectiv o topire mai pronunţată a marginilor pieselor care se îmbină prin sudare.

Prin studiul şi încercările făcute s-a dedus că unghiul α poate avea valori de cca. 50° iar unghiul β de cca. 35°.

Fotografiile din fig. 9 reprezintă macrostructura sudurilor şi arată gradul de penetraţie la sudarea unor ţevi cu şi fără teşirea marginilor.

In îmbinările sudate iau naştere tensiuni şi deformaţii remanente. Şi unele şi altele sînt periculoase atunci cînd ating valori mari.

Deformaţiile datorită sudării se produc cînd rigiditatea construcţiei e

mică și sînt nedorite prin faptul că schimbă forma construcției și ca urmare și starea de eforturi.

Tensiunile remanente datorită sudării se formează cînd rigiditatea construcției e mare sau se execută suduri apropiate și nu există posibilitate de deformare a acestor regiuni. În această situație îmbinările sudate sînt solicitate suplimentar și uneori așa de mult încît nu rezistă. În regiunile cu tensiuni concentrate se produc fisuri, crăpături care periclitează întreaga construcție.

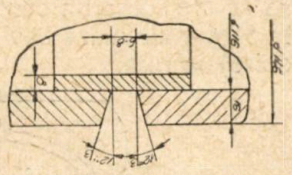


Fig. 10. Îmbinarea țevilor ce formează tălpile.

Din acest punct de vedere alcătuirea nodului sudat este mai rațională sub forma arătată în fig. 2.

Înădirea barelor ce formează tălpile se face prin îmbinări sudate cap la cap, pregătite așa cum se arată în fig. 10. Inelul de centrare are și rostul de sprijinire al rădăcinii sudurii, asigurînd formarea corectă a rădăcinii sudurii.

La execuția îmbinărilor sudate trebuie folosiți electrozi bazici care să nu conțină umiditate în înveliș. Pentru aceasta înainte de sudare electrozii se usucă la o temperatură de 200—250 °C timp de 2 ore. În cazul cînd se folosesc electrozi bazici la sudare trebuiesc agregate de curent continuu cu legarea polului pozitiv la clește (electrod).

Curentul de sudare se alege în funcție de diametrul electrodului și a poziției de sudare. Pentru executarea sudurilor în poziție orizontală curentul poate fi :

$$I_s = 40 \cdot d_e$$

unde d_e — diametrul sîrmei electrod ;

iar pentru executarea sudurilor de poziție curentul de sudare poate fi :

$$I_s = 35 \cdot d_e .$$

Barele construcției pregătite pentru alcătuirea fermei se asamblează prin fixarea provizorie cu patru suduri așezate echidistant pe circumferință. Lungimea sudurilor de prindere trebuie să fie așa de mare (4, *a*) încît să asigure forma geometrică a construcției. Executarea sudurilor definitive se va face în așa fel încît prin ordinea de sudare să nu deformeze construcția, iar începutul și sfîrșitul cusăturilor sudate să nu fie în zonele puternic solicitate, așa cum se arată în fig. 11.

Această măsură se impune pentru faptul că în aceste zone să nu fie cratere de început și sfîrșit sudura, locuri în care pot apare fisuri și incluziuni nemetalice.

În cazul construcțiilor importante este necesară curățirea riguroasă a zgurii și a stropilor de metal după fiecare strat de sudură cu ciocan de zgură și perie de sîrmă, pînă la luciul metalic, în special la stratul de rădăcină (primul strat).

O execuţie corectă şi uşoară se face cu ajutorul dispozitivelor de sudare. Acestea trebuie să asigure asamblarea elementelor construcţiei în mod corect şi rotirea în poziţie favorabilă sudării a subansamblelor.

Pentru a obţine îmbinări sudate cu calităţi mecanice bune este necesar să se efectueze un control asupra formei ţevilor care să nu aibe abateri de la forma circulară sau alte defecte produse la laminare sau prelucrare (îndoire) la rece.

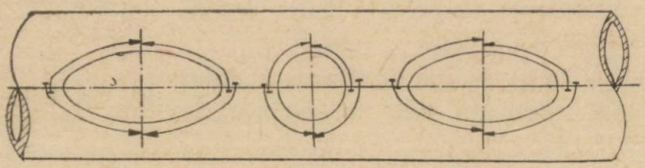


Fig. 11. Ordinea executării cusăturilor sudate.

Cusăturile sudate trebuie să fie uniforme, cu suprafeţe netede şi să nu prezinte defecte cum sînt: fisuri, muşcături la trecerea de la sudură la metalul de bază etc. Controlul röntgen se aplică numai la îmbinări puternic solicitate.

La sudare se folosesc muncitori sudori autorizaţi şi cu o calificare înaltă. Controlul pe faze şi îndrumarea îndeaproape a sudorilor, măreşte conştiinţa lor şi siguranţa obţinerii unei construcţii corespunzătoare.

4. În concluzie, la proiectarea şi executarea raţională a construcţiilor din ţevi este necesară îndeplinirea următoarelor indicaţii:

— Respectarea geometriei construcţiei prin aşezarea elementelor în axele geometrice.

— Proiectarea şi calculul îmbinărilor sudate la noduri fără guseu, care este mai economică.

— Alegerea electrozilor pentru sudare de tipul bazic şi uscarea lor înainte de sudare, în special la construcţiile importante.

— Sudarea în curent continuu cu polaritate inversă, curentul de sudare se va alege în funcţie de diametrul sîrmei electrodului şi a poziţiei sudării.

— Respectarea tehnologiei de execuţie şi a ordinei de sudare a cusăturilor de îmbinare în noduri.

— Evitarea executării sudurilor de poziţie prin folosirea dispozitivelor de sudare şi montare.

— Folosirea la aceste construcţii sudate a sudorilor cu calificare înaltă.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Popescu, I. Otescu, *Profile metalice cu pereţi subţiri în construcţii*, Edit. Tehnică, 1963.
2. N. S. Streleţki, *Construcţii metalice*, Vol. 1 şi 2, traducere din limba rusă.
3. G. A. Nicolaev, *Construcţii sudate*, Maşghiz, 1963.
4. N. S. Streleţki, *Construcţii metalice*, G.S.I., Moscova, 1961.
5. Alexis Neuman, *Schweisstechnik für Konstrukteure*, D.D.R., Berlin, 1956.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ВЫПОЛНЕНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе показан способ правильного выполнения узлов при сварных конструкциях с турбинами. Производится расчет прочности сварных швов для узлов с накладкой и без нее, учитывая одинаковую прочность и экономичность соединения.

В последней части работы указывается технология выполнения сваркой турбинных соединений для сварных конструкций, электроды и параметры рабочего режима.

ÜBER DIE PRAKTIERUNG UND SCHWEISSGERECHTE FERTIGUNG IM METALLROHRBAU

(ZUSAMMENFASSUNG)

Der Beitrag behandelt den schweissgerechten Zusammenbau der Knoten der Rohrkonstruktionen. Es werden die rechnerischen Grundlagen und technologische Fragen besprochen.

Zum Abschluss wird auf die entsprechende Elektroden und Schweissparameter hingewiesen.

STUDIUL LEGĂTURII INTRE STAREA SUPRAFEȚEI ȘI UZURĂ IN CAZUL FRECĂRII DE ALUNECARE *

DE

GH. SAVII, M. TRUȘCULESCU, L. BAGIU, GH. TACHE, V. TIRZIU

I. INTRODUCERE

In construcția și exploatarea mașinilor una din problemele de importanță deosebită o formează diminuarea uzurii.

Datorită uzurii se produce anual pe plan mondial o deteriorare a mașinilor care poate fi echivalată cu 10—20% din numărul lor total.

Pentru a restabili capacitatea de lucru a mașinilor (întreținеri, reparații, revizii) se produc cheltuieli anuale care uneori ating 15—20% din costul lor.

Dacă s-ar evalua volumul de muncă al tuturor lucrărilor de reparații, a întreținerii între reparații la un strung care lucrează timp de un an în două schimburi, s-ar constata că acesta este egal cu volumul de muncă pentru executarea lui în serie.

Reparația capitală a strungului considerat, pretinde un volum de muncă de cca. 1,5 ori mai mare decît cel necesar fabricării lui din nou.

In majoritatea cazurilor cheltuielile de reparație capitală a mașinii se apropie de costul ei și uneori îl depășește, dat fiind caracterul procesului tehnologic folosit.

Pe lîngă aceste pierderi materiale o uzură prematură atrage după sine o înrăutățire a preciziei de funcționare a mașinii, o scădere a productivității și de cele mai multe ori mașina se scoate mult mai timpuriu din ciclu de producție pentru a fi introdusă în reparație.

Mărirea rezistenței la uzură a pieselor a fost și este o preocupare permanentă a oamenilor de specialitate, deoarece se pot realiza importante economii de material și manoperă.

Căile de mărirea rezistenței la uzură sînt foarte variate și a constituit obiectul multor cercetări.

Combaterea uzurii se poate face prin :

— calitatea materialului folosit la fabricarea pieselor ;
— calitatea suprafețelor și tehnologia de prelucrare a pieselor ;
— calitatea lubrefiantului folosit ;
— exploatarea corectă a mașinii etc.

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Lucrarea își propune să stabilească pentru fonte elaborate în condițiile prevăzute de normele STAS, următoarele :

a) influența calității materialului folosit asupra uzurii ;

b) influența rugozității suprafeței de contact asupra uzurii, în cazul uzurii produsă prin frecarea de alunecare în stare uscată.

In acest scop s-au confecționat din fonte de diferite calități role și saboți și au fost supuse frecării de alunecare la o instalație special construită.

2. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIENȚELOR

2.1. Descrierea instalației

Pentru încercări s-a folosit instalația reprezentată schematic în fig. 1 și care cuprinde următoarele părți principale :

— Motor electric Ne=1 kw (*1*) n=1 500 rot/min.

— Transmisie prin curea trapezoidală (*2*)

$$i=\frac{1}{1,35};\ \frac{1}{1,5};\ \frac{1}{2,14}.$$

— Arbore cu pană și dispozitiv de fixare a rolei de încercat (*3*).

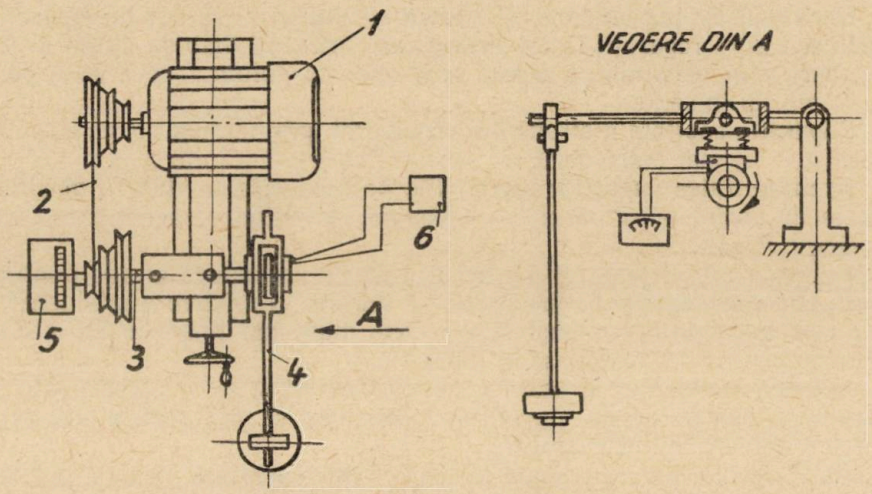


Fig. 1. Schema instalației.

— Sistem de pîrghii pentru apăsarea sabotului pe rolă și măsurarea forței de apăsare (*4*).

— Inregistrator de turații (*5*).

— Instalație pentru verificarea temperaturii pieselor supuse încercării (*6*).

Verificarea turației s-a făcut periodic și cu ajutorul unui stroboscop.

2.2. Metoda experimentării

S-au confecționat din fontă de calitățile Fc 24 și Fc 28 role și saboți care au fost supuse încercării. Frecarea de alunecare dintre saboți și role s-a realizat conform schemei din fig. 2.

Diametrul rolelor supuse încercării fiind de 55 mm iar suprafața de contact a sabotului fiind de 440 mm².

Între sabot și rolă s-a realizat o presiune de 2,78 $\frac{kgf}{cm^2}$ care s-a menținut constantă în timpul încercării.

Rola a avut o viteză periferică aproape constantă $v = 207{,}24$ m/min.

Caracteristicile materialului folosit pentru încercare sînt arătate în tabelul 1.

Fontele din tabelul de mai jos au fost obținute la turnătoria Uzinelor Mecanice Timișoara.

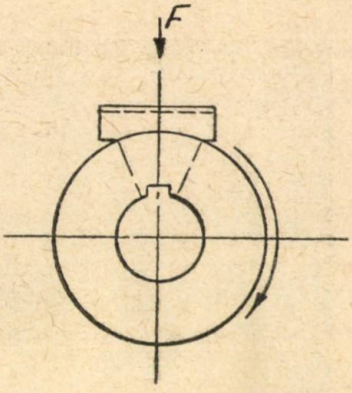


Fig. 2. Schema frecării sabot rolă.

Analizînd metalografic fontele supuse încercării se constată :

a) Fonta de calitatea Fc 24 este o fontă cenușie perlitică cu grafit lamelar mediu, în proporție volumetrică de cca. 10%. Grafitul secundar în formă de cîmp, iar grafitul eutectic în rozete (fig. 3).

Tabelul 1

Marcarea probelor încercate	Denumirea materialului	Calitatea materialului	Compoziția chimică %					Caracteristice mecanici	
			C	Si	Mn	S	P	σr $\frac{kgf}{mm^2}$	HB $\frac{kgf}{mm^2}$
R 24.1...6 S 24.1...6	Fontă cenușie perlitică	Fc 24	3,1	1,5	0,9	0,10	0,3	25	205
R 28.1...8 S 28.1...8		Fc 28	3,0	1,3	0,8	0,10	0,3	29,5	215

Lungimea medie a grafitului secundar : $20 \cdot 0{,}77 = 15{,}4 \cdot 10^{-2}$ mm ; $\frac{l}{g} = \frac{20}{1{,}5} = 15{,}5$ iar a grafitului eutectic $26 \cdot 0{,}77 = 20{,}02 \cdot 10^{-2}$ mm ; $\frac{l}{g} = \frac{26}{1} = 26$.

Structura masei metalice de bază este perlita cu lamele grosiere pe majoritatea suprafeței ; pe alocuri fiind în grăunți cu lamele fin dispersate. În structură este prezent eutecticul fosforos interdentritic.

b) Fonta de calitatea Fc 28 este o fontă cenușie perlitică cu grafit lamelar fin, cu aproximativ 10% volum grafit. Grafitul secundar este în formă de incluziuni cu grad mic de suplețe, iar grafitul eutectic are un grad mic de izolare (fig. 4).

Lungimea grafitului secundar : $15 \cdot 0{,}77 = 11{,}55 \cdot 10^{-2}$ mm ; $\frac{l}{g} = \frac{15}{2} = 7{,}5$. Lamela de grafit are un grad de răsucire mediu fără orientare preferențială.

Lungimea medie a lamelei de grafit eutectic : $17 \cdot 0{,}77 = 13{,}09 \cdot 10^{-2}$ mm ; $\frac{l}{g} = \frac{17}{0{,}5} = 34$. Lamela de grafit are un grad de răsucire mediu.

Fig. 3. Microstructura grafitului la Fc 24 neatacat × 100.

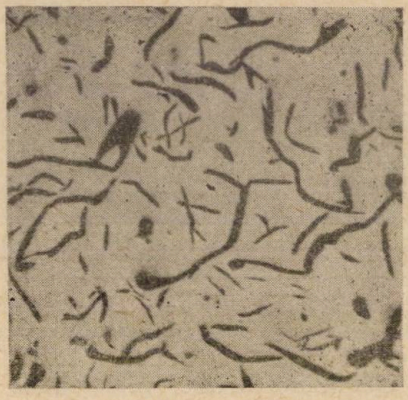


Fig. 4. Microstructura grafitului la Fc 28 neatacat × 100.

Masa metalică de bază este perlita cu lamele grosiere, cu eutectic fosforos interdentritic.

Structura metalografică a fontelor supuse încercării corespunde cu normele prevăzute pentru calitățile respective.

S-au determinat în prealabil dimensiunile pieselor, greutățile lor și calitatea suprafețelor.

Metoda folosită pentru determinarea uzurii a fost cea gravimetrică, cîntărirea făcîndu-se cu o balanță tehnică cl. a 2-a ; după anumite cicluri de rotație stabilite dinainte.

In timpul încercărilor s-a urmărit variația temperaturii pieselor supuse uzurii, luîndu-se în considerare temperatura stabilizată.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

Rezultatele medii ale măsurătorilor efectuate asupra probelor supuse încercării sînt cuprinse în tabelul 2.

Măsurarea rugozității s-a făcut cu un rugozimetru tip 6102 legat la un duoscop. In profilogramele din fig. 5 pentru rolele și saboții strunjiți fin, și fig. 6, pentru rolele și saboții prelucrați prin rectificare se arată mărimea inițială a rugozității, iar în fig. 7 și fig. 8 rugozitatea acelorași probe după încercări.

Rezultatele comparative ale încercărilor sînt trecute în diagramele din fig. 9 și 10 pentru rolele și saboții din Fc 24 ; iar în diagramele din fig. 11

Tabela 2

8	9	10	Rn final în μ	Temperatura medie a pieselor în timpul încercării °C: interval $1 \ldots 10 \times 10^6$ rotații	interval $1{,}5 \ldots 5 \times 10^6$ rotații	interval $6 \ldots 10 \times 10^6$ rotații	Tehnologia de prelucrare
1 480	1 660	2 050	0,54	145	210	265	
1 510	1 850	2 430	0,54				
1 880	2 220	2 570	0,57	145	220	260	strunjire de finisare
1 215	1 535	1 895	0,48				
1 215	1 395	1 675	0,54	160	220	260	
1 070	1 360	1 510	0,48				
1 555	1 820	2 120	0,51	135	205	260	
1 500	1 570	2 160	0,57				
1 605	1 890	2 185	0,54	155	220	260	rectificare
1 430	1 760	2 130	0,48				
2 160	2 410	2 810	0,48	170	235	260	
2 370	2 770	3 220	0,51				
1 440	1 720	1 890	0,48	150	235	260	
1 160	1 390	1 550	0,51				
2 220	2 560	2 870	0,45	155	230	240	strunjire de finisare
1 245	1 480	1 620	0,51				
1 270	1 450	1 700	0,45	135	215	250	
1 000	1 140	1 270	0,42				
1 770	2 010	2 340	0,51	150	230	255	
1 130	1 370	1 510	0,45				
1 675	1 925	2 095	0,54	165	240	250	rectificare
1 075	1 270	1 475	0,48				
1 560	1 800	1 990	0,42	205	240	245	
1 355	1 595	1 765	0,42				

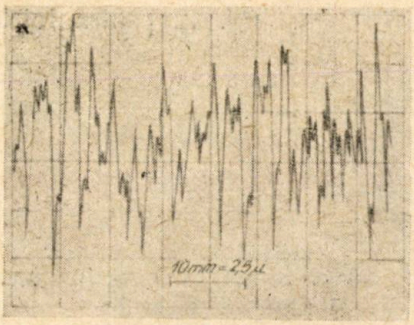


Fig. 5. Rugozitatea inițială a suprafeței rolei strunjite fin.

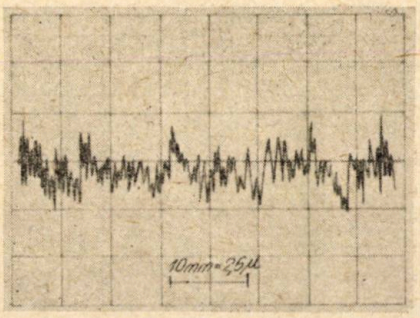


Fig. 6. Rugozitatea inițială a suprafeței rolei rectificate.

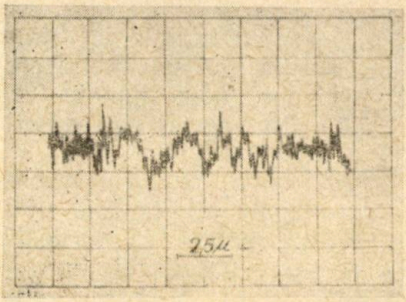


Fig. 7. Rugozitatea finală a suprafeței rolei strunjite fin.

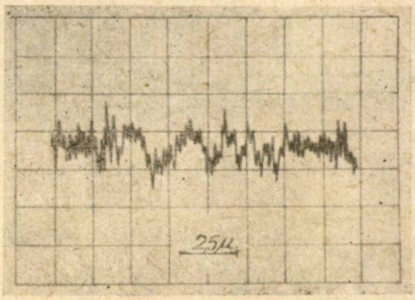


Fig. 8. Rugozitatea finală a suprafeței rolei rectificate.

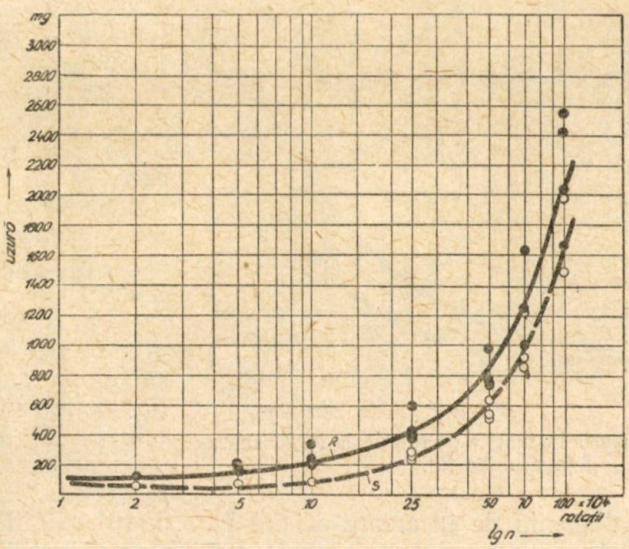


Fig. 9. Variația uzurii în funcție de rotații la Fc 24 suprafețe strunjite fin.

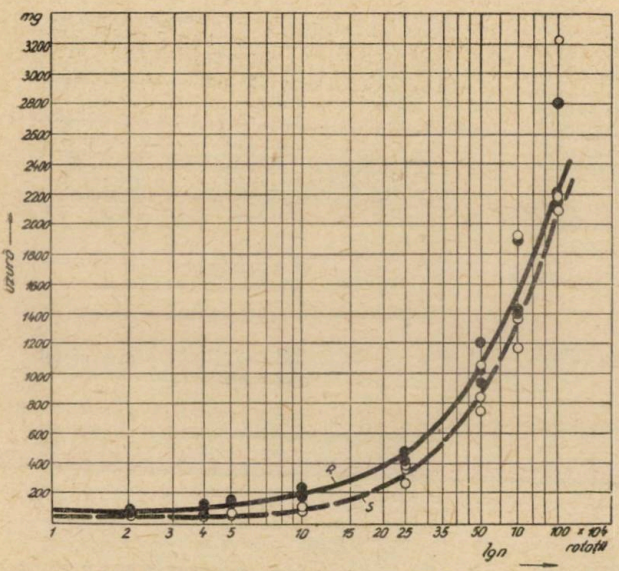


Fig. 10. Variaţia uzurii în funcţie de rotaţii la Fc 24 suprafeţe rectificate.

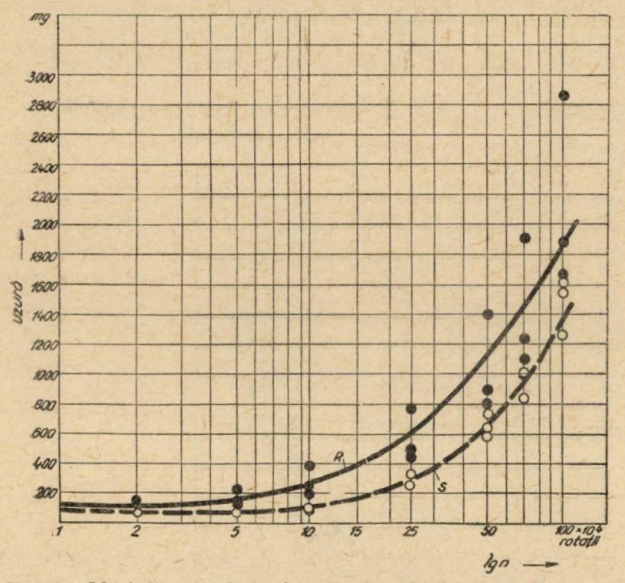


Fig. 11. Variaţia uzurii în funcţie de rotaţie la Fc 28 suprafeţe strunjite fin.

şi fig. 12 pentru rolele şi saboţii din Fc 28. Uzura s-a reprezentat în funcţie de logaritmul numărului de rotaţii

$$u = f(\lg n)$$

Din cercetarea diagramelor şi ţinînd seama de cele arătate la punctul 2.2 rezultă :

I. În cazul perechilor de role şi saboţi a căror suprafaţă a fost prelucrată prin acelaşi procedeu tehnologic (strunjire fină sau rectificare) dar confecţionate din fonte de calităţi diferite se constată :

a) o uzură sensibil egală atît la role cît şi la saboţi în domeniul $0 \ldots 5 \times 10^4$ rotaţii ;

b) o creştere mai accentuată a uzurii la saboţii şi în special la rolele confecţionate din fontă de calitatea Fc 28, în domeniul :

$5 \cdot 10^4 \ldots 5 \cdot 10^5$ rotaţii, pentru cuplurile prelucrate prin rectificare, şi

$5 \cdot 10^4 \ldots 7 \cdot 10^5$ rotaţii, pentru cuplurile prelucrate prin strunjire fină.

c) o creştere mai pronunţată a uzurii la saboţii şi rolele confecţionate din fontă de calitate Fc 24 în domeniul încercărilor peste $5 \cdot 10^5$ respectiv $7 \cdot 10^5$ rotaţii.

În primul domeniu de încercare (ciclul $0 \ldots 5 \cdot 10^4$ rotaţii) uzura nu este influenţată de calitatea materialului ci de calitatea suprafeţelor de contact. Temperaturile de lucru înregistrate în acest interval sînt sub 200 °C,

uzura are loc la nivelul microneregularităților și se produce după schema uzurii termice, determinată și de fenomenele termice ce apar în procesul de frecare.

În domeniul al doilea de încercare apare o uzură mai accentuată a cuplurilor confecționate din Fc 28, aceasta se poate datora cantității, formei și mărimei grafitului conținut. Fonta de calitatea Fc 24 are lamele de grafit cu grad mic de răsucire sau chiar formă rectilinie, care pot fi mai ușor smulse din masa metalică de bază și în același timp formează o peliculă de lubrefiere care schimbă în oarecare măsură natura frecării. În lucrarea [1] se arată însă că în condițiile frecării uscate numărul separărilor de grafit nu are importanță mare, deoarece grafitul se îndepărtează ușor și repede de pe suprafața de frecare a probelor și după aceasta lipsește ca constituent structural de pe suprafețele de frecare.

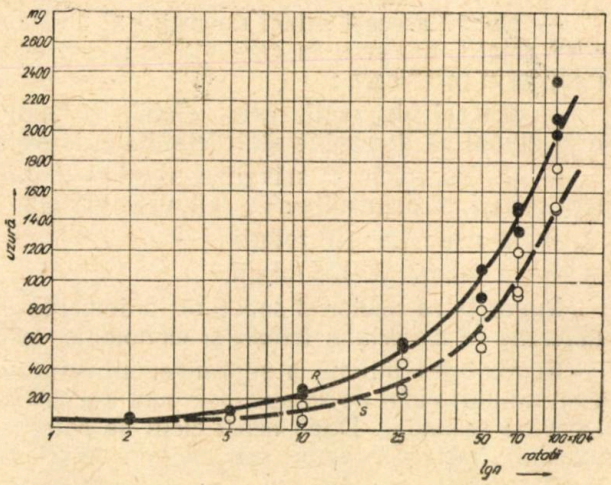


Fig. 12. Variația uzurii în funcție de rotații la Fc 28, suprafețe rectificate.

Creșterea mai accentuată a uzurii la fonta Fc 28 față de fonta Fc 24 poate fi influențată de caracteristicile incluziunilor de grafit, dar studiind suprafețele epruvetelor și produsele uzurii se constată apariția uzurii abrazive care în acest domeniu are o influență preponderentă.

Stratul superficial al fontei Fc 28 are o duritate mai mare și o fragilitate mai ridicată, suprafața de frecare se uzează mai rapid de pe urma fărîmițării particolelor ei, iar uzura se produce după schema uzurii oxidante [1].

În domeniul al treilea uzura este mai pronunțată la fonta de calitatea Fc 24 față de Fc 28 și se poate explica prin existența grafitului lamelar grosolan și cu un grad de răsucire mic, care favorizează slăbirea masei metalice de bază.

Se menționează că în timpul încercărilor în aceleași condiții s-au înregistrat temperaturi diferite ale probelor (260 °C la cele din Fc 24 și 245 °C la cele din Fc 28).

II. La perechile de role și saboți confecționate din același material dar cu suprafețe de contact obținute prin diferite tehnologii de prelucrare, calculîndu-se viteza uzurii se constată două domenii cu viteze de uzură distincte în funcție de calitatea suprafeței. Astfel:

— pentru saboții confecționați din Fc 24 primul domeniu este cuprins între $0 \ldots 1 \cdot 10^5$ rotații, unde viteza uzurii este mai mare la saboții prelucrați prin strunjire de finisare;

— pentru aceeași saboți domeniul al doilea este cuprins între $1 \cdot 10^5 \ldots 1 \cdot 10^6$ rotații, domeniu în care viteza uzurii este mai mare la saboții prelucrați prin rectificare ;

— aceeași observație este valabilă și pentru rolele confecționate din Fc 24 numai că domeniile sînt delimitate de ciclul $2{,}5 \cdot 10^5$ rotații ;

— pentru rolele și saboții confecționați din Fc 28 se constată același lucru numai că domeniile sînt delimitate de alte cicluri de rotații și anume :

— la role : $1{,}5 \cdot 10^5$ rotații ;

— la saboți : $5 \cdot 10^4$ rotații.

Rugozitatea rolelor și saboților în domeniul al doilea este sensibil egală indiferent de materialul folosit și tehnologia de prelucrare întrebuințată.

Rugozitatea inițială a suprafeței influențează rezistența la uzură pînă la un anumit ciclu de rotații, așa cum s-a arătat mai sus, după care rolul ei devine secundar. După acest ciclu de rotații se observă că la rolele cu rugozități inițiale de valori mai mici crește viteza uzurii.

Creșterea vitezei uzurii se poate explica prin starea tensională diferită a stratului superficial al probelor [2].

4. CONCLUZII

Încercările efectuate și rezultatele obținute arată :

a) Influența calității fontei asupra uzurii este funcție de ciclul de rotații, în cazul aceleiași rugozități inițiale.

In perioada corespunzătoare uzurii primare atît la cuplurile din Fc 24 cît și la cele din Fc 28 se constată aceeași valoare a uzurii. În continuare uzura crește mai accentuat la fontă de calitate Fc 24, fiind influențată de structura grafitului și de duritatea stratului superficial.

b) Influența rugozității inițiale a suprafeței este deosebit de mare în perioada uzurii primare după care rolul ei devine secundar. Rolele cu rugozitate inițială mică au uzuri mai pronunțate după prima perioadă.

In cazul acelorași condiții de lucru fonta de calitate Fc 24 are o rezistență la uzură de 0,82 ori mai mică decît fonta de calitate Fc 28.

La încercări specifice sub 2,78 $\frac{kgf}{cm^2}$ la temperaturi mai mici de 260 °C în cazul frecării uscate este mai avantajos ca rugozitatea inițială să aibe valori mai mari fără însă a depăși $Ra = 5{,}85\,\mu$. Avantajul constă în eliminarea operației de rectificare și o viteză de uzură mai mică în cazul exploatării de lungă durată.

BIBLIOGRAFIE

1. Mărirea durabilității pieselor de mașini, I.D.T., 1959, pag. 124—138.
2. Calitatea suprafețelor prelucrate, I.D.T., 1955, pag. 54—67.
3. H. Schiffers, Chemische Beanspruchung und Verschleiss der gegossenen Eisenwerkstoffe.
4. F. Heimes, E. Pivocarsky, Archiv für das Eisenhüttenwesen. H. 11/1933, S. 501.

ИЗУЧЕНИЕ СВЯЗИ МЕЖДУ ЧИСТОТОЙ ПОВЕРХНОСТИ И ИЗНОСОМ ПРИ ТРЕНИИ СКОЛЬЖЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуется прочность чугуна Fc 24 и Fc 28 при износе в случае сухого трения скольжения.

Объектом исследований явилось установление влияния применяемого материала и шероховатотсти плоскости соприкосновения на износ,

В результате проведенных опытов установлено, что чугун Fc 24 имеет прочность в 0,32 раз меньше при износе чем чугун Fc 28.

В указанных условиях работы для поверхностей с начальной шероховатостью $Ra = 5{,}85\mu$ износ меньше чем для поверхностей с шероховатостью $Ra = 1{,}2\mu$.

UNTERSUCHUNGEN ÜBER DEN ZUSAMMENHANG DES OBERFLÄCHENZUSTANDES UND DEM VERSCHLEISS BEI GLEITREIBUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im Rahmen der Arbeit wird der Verschleisswiderstand der Graugusssorten Fc 24 und Fc 28, bei Trockengleitreibung untersucht.

Die Untersuchungen hatten als Hauptziel die Bestimmung des Einflusses des geprüften Werkstoffes und der Berührungsflächenrauheit auf den Verschleiss.

Auf Grund der durchgeführten Prüfungen wurde festgestellt, dass der Grauguss Fc 24 einen um 0,82 mal kleineren Verschleisswiderstand aufweist als Fc 28.

Desgleichen, ist der Verschleiss unter den angegebenen Arbeitsbedingungen der Oberflächen mit einer Anfangsrauheit von $Ra = 5{,}85\,\mu$ kleiner als jener mit $Ra = 1{,}2\,\mu$.

STUDII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA TEHNOLOGIEI DE EXPLOATARE A PRINCIPALELOR AGREGATE AGRICOLE *

DE

A. ȘANDRU, ȘT. STĂNESCU, C. ALEXANDRESCU, C. ILIESCU

Tehnologia de exploatare a agregatelor cuprinde grupe de operații succesive privind pregătirea mașinilor pentru lucru, pregătirea terenului și executarea lucrului în cîmp.

În cadrul tehnologiei de exploatare a agregatelor de recoltat cereale păioase și porumb siloz se prezintă numai acele particularități care contribuie la mărirea productivității și micșorarea consumului de combustibil la hectar.

1. ÎMBUNĂTĂȚIREA TEHNOLOGIEI DE EXPLOATARE A COMBINEI C-1

Pentru recoltarea cerealelor păioase, unitățile G.A.S. și S.M.T. dispun de un număr mare de combine C-1, care lucrează în agregat cu tractorul U-26 sau U-27. Recoltarea cerealelor păioase trebuie să se facă într-un timp scurt și fără pierderi de boabe. De aceea mărirea productivității agregatului prezintă o mare importanță pentru obținerea de recolte mărite la hectar. Productivitatea combinei C-1 este determinată de caracteristicile constructive care determină debitul combinei, masa vegetativă la hectar, raportul dintre paie și boabe și modul de organizare a lucrului în cîmp.

1.1. Stabilirea vitezei optime de lucru cu combina C-1

În funcție de caracteristicile constructive ale combinei și de producția de cereale la hectar, trebuie aleasă viteza optimă de deplasare în lucru, pentru care se obține productivitatea maximă. În vederea stabilirii vitezei optime de deplasare a agregatului de recoltat cereale păioase, pe bază de studii teoretice și experimentale, s-a întocmit nomograma din fig. 1.

Pentru construirea nomogramei s-a folosit relația ce exprimă egalitatea dintre debitul maxim al combinei și cantitatea de alimentare, adică :

$$3600\, Q_c = 0{,}1\, V_l B_l P_b (1+\delta_p),\ \text{kg/h}$$

de unde :

$$V_l = \frac{36\,000\, Q_c}{B_l P_b (1+\delta_p)} \quad \text{în km/h}$$

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 27—28 aprilie 1963.

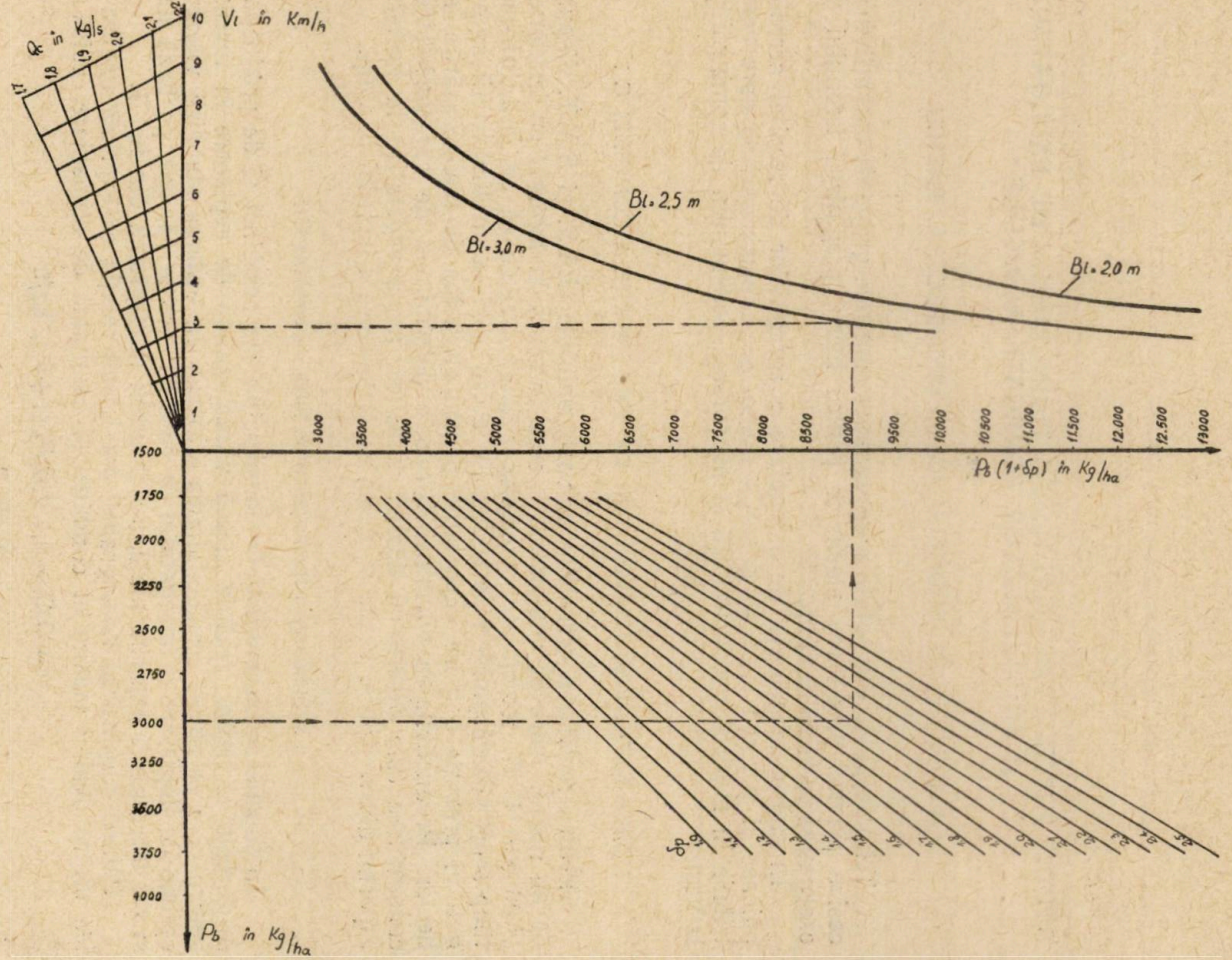


Fig. 1. Nomograma pentru determinarea vitezei optime de deplasare a combinei C-1.

în care : V_l este viteza optimă de deplasare a combinei, în km/h ;
Q_c — debitul combinei, în kg/s ;
B_l — lățimea de lucru a combinei, în m ;
P_b — producția de boabe, în kg/ha ;
δ_p — raportul dintre greutatea paielor și a boabelor.

Un exemplu de folosire a nomogramei se indică prin linii punctate în fig. 1.

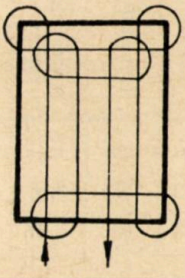
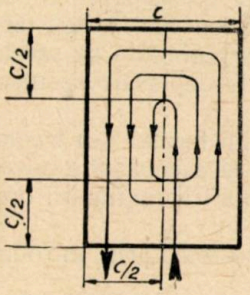
Cu ajutorul nomogramei se poate alege viteza optimă de deplasare a combinei, în funcție de P_b, δ_p, B_l și Q_c.

1.2. Stabilirea metodei de deplasare a combinei în lucru

Productivitatea pe schimb a combinei se poate mări prin folosirea metodei de deplasare în timpul lucrului, de la interior spre exterior, în locul metodei de deplasare de la exterior spre interior, metodă utilizată frecvent în producție.

Pentru a scoate în evidență avantajul metodei de deplasare a combinei de la interior la exterior, se prezintă în tabelul 1 rezultatul studiului pe

Tabela 1

Metoda de deplasare	Schema	Productivitatea efectivă W_{ef} în :		Coef. de folosire a timp. K_S	Productivitatea agregat. $W_{ef} \cdot K_S$ în :		Consumul de combustibil în :	
		ha/h	%		ha/h	%	l/t	%
De la exterior spre interior, cu întoarceri în formă de buclă		1,85	100	0,64	1,18	100	5,1	100
De la interior spre exterior		2,39	129	0,75	1,78	150	3,4	66,6

baza calculelor și a încercărilor comparative efectuate la Stațiunea Experimentală I.C.A. Simnic, la recoltarea grîului cu producția de 3 000 kg boabe la ha.

Din tabela 1 rezultă că prin folosirea metodei de deplasare a combinei de la interior spre exterior, se poate mări productivitatea agregatului cu 50% și se poate reduce consumul de combustibil necesar recoltării unei tone de grîu cu 33,4% față de metoda curentă.

2. ÎMBUNĂTĂȚIREA TEHNOLOGIEI DE EXPLOATARE A COMBINEI DE SILOZ CSU-EP-1

Pentru a scoate în evidență care sînt factorii care contribuie la mărirea productivității agregatului format din tractorul U-26(27) și combina de siloz universală CSU-EP-1, s-au făcut o serie de încercări de laborator și în teren. S-a recoltat porumbul pentru siloz cu greutatea q cuprinsă între 2,2—2,5 kg/m^2. Înălțimea de tăiere a fost reglată la 100 mm.

2.1. Stabilirea vitezei optime de lucru a combinei de siloz universală CSU-EP-1

În timpul încercărilor s-au determinat indicii energetici, care se prezintă în tabela 2.

Tabela 2

Treapta de viteză	Viteza de lucru, în km/h	Debitul combinei, în t/h	Consumul de combustibil, în kg/h	Puterea efectivă dezvoltată de motor P_e, în CP	Bilanțul energetic, în CP						Energia specifică e_s, în CPh/t
					Puterea consumată pentru:			Pierderi mecanice		Puterea disponibilă la capătul prizei P_{cp}	
					Tracțiune P_t	Autodeplasarea tractorului P_r	Patinare P_δ	În transmisie P_{mt}	În transmisie la priză Pmp		
I_t	2,77	5,58	7,03	32,0	5,75	3,50	0,46	1,61	0,67	33,0	3,60
I_r	4,43	9,94	9,30	43,2	9,18	5,59	0,74	2,60	0,53	26,0	2,61
II_r	5,58	13,32	10,09	45,0	11,54	7,02	0,93	3,27	0,44	21,5	1,54

Analizînd indicii energetici din tabela 2, se poate constata că în viteza I_t agregatul nu a folosit toată puterea motorului, iar în viteza *II* motorul este încărcat la limita superioară a regimului de sarcină progresivă. De aceea se consideră că viteza optimă de deplasare, pentru condițiile de lucru arătate, este treapta de viteză I_r.

Pentru folosirea rațională a agregatului format din tractorul U-26(27), combina CSU-EP-1 și remorca RBL-4, ca și a celorlalte agregate acționate prin priza de putere, se pune problema stabilirii regimului optim de exploatare, în funcție de condițiile de lucru.

Rezolvarea acestei probleme a fost posibilă prin introducerea noțiunii de energie specifică, exprimată în CPh/t.

Energia specifică (e_s) reprezintă raportul dintre puterea consumată la capătul prizei (P_{cp}) și debitul combinei corespunzător regimului optim de exploatare al motorului, adică :

$$e_s = \frac{P_{cp}}{Q} = \frac{26}{9{,}94} = 2{,}61 \text{ în CPh/t.} \quad (1)$$

În relația (1) s-a considerat că în viteza I_r puterea disponibilă la priză este de 26 CP, căreia îi corespunde un debit de 9,94 t/h (tabelul 2).

Debitul combinei [1] se calculează cu ajutorul relației :

$$Q = B_l \cdot V_l \cdot q, \quad \text{în t/h} \quad (2)$$

unde :

B_l este lățimea de lucru, în m ;
V_l — viteza de lucru, în km/h ;
q — cantitatea de masă vegetativă, kg/m^2.

Puterea disponibilă la capătul prizei de putere (P_{cp}) se calculează cu ajutorul relației :

$$P_{cp} = \left[P_e^{max} - \frac{(F_t + F_r) V_l}{270 \, \eta_m \cdot \eta_\delta} \right] \eta_p \text{ în CP} \quad (3)$$

unde : P_e^{max} este puterea efectivă maximă, în CP ;
F_t — forța de rezistență la tracțiune a combinei și a remorcii, în kgf ;
F_r — forța de rezistență la deplasarea tractorului, în kgf ;
V_l — viteza de lucru, în km/h ;
η_m — randamentul mecanic al transmisiei ;
η_δ — randamentul patinării ;
η_p — randamentul mecanic al prizei.

Înlocuind expresiile date de relațiile (2) și (3) în relația (1) se determină expresia vitezei de lucru a combinei, adică :

$$V_l = \frac{\left[P_e^{max} - \frac{(F_t + F_r) V_l}{270 \, \eta_m \eta_\delta} \right] \eta_p}{B_l q e_s}, \text{ în km/h} \quad (4)$$

sau :

$$V_l = \frac{270 \, P_e^{max} \eta_m \eta_\delta \eta_p}{270 \, B_l q e_s \eta_m \eta_\delta + (F_t + F_r) \eta_p}, \text{ în km/h.} \quad (5)$$

În expresia (5) constantele se notează astfel :

$$C_1 = 270 \, P_e^{max} \eta_m \eta_\delta \eta_p$$

$$C_2 = 270 \, B_l \eta_m \eta_\delta$$

$$C_3 = (F_t + F_r) \eta_p .$$

Inlocuind notațiile de mai sus în expresia (5) se obține:

$$V_I = \frac{C_1}{C_2 q e_s + C_3}, \text{ în km/h.} \quad (6)$$

In cazul combinei de siloz universale CSU-EP-1, valorile constantelor sînt:

$$C_1 = 4\,598; \quad C_2 = 219; \quad C_3 = 882.$$

Cu ajutorul relației (6) se poate calcula viteza optimă de deplasare a agregatului format din tractorul U-26(27), combina CSU-EP-1 și remorca RBL-4, în funcție de masa vegetativă (q, în kg/m^2) pentru energia specifică $e_s = 2{,}61$ CPh/t.

Pentru a scoate în evidență, indicii energetici ai tractorului U-26(27), cînd lucrează în agregat cu combina CSU-EP-1 și remorca RBL-4 și a ușura stabilirea vitezei optime de deplasare a agregatului, s-a întocmit nomograma reprezentată în fig. 2.

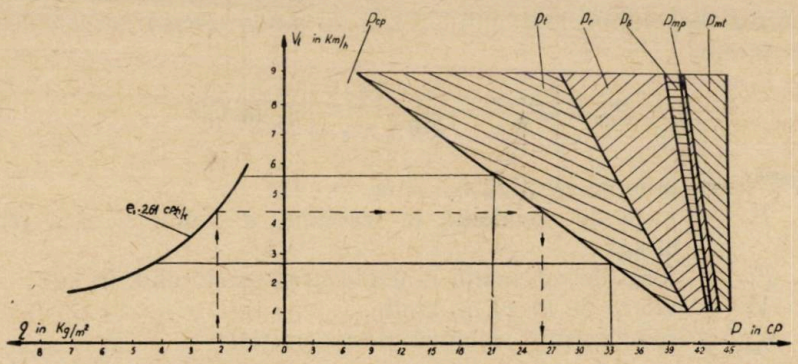


Fig. 2. Nomograma pentru stabilirea regimului de exploatare a combinei de siloz CSU.

In cadranul I se reprezintă variația bilanțului de putere, în funcție de viteza de deplasare a agregatului. Pentru diferite viteze de deplasare se poate determina ușor puterea disponibilă la capătul prizei de putere. In viteza I_t rămîne disponibil la capătul prizei de putere 33 CP, iar la viteza II_r numai 21,5 CP.

In cadranul II se reprezintă viteza optimă de deplasare a agregatului, în funcție de diferite valori ale masei vegetative (q, în kg/m^2), calculată pentru energia specifică e_s de 2,61 CPh/t.

Modul de folosire al nomogramei se indică prin linii întrerupte.

2.2. Stabilirea lățimii optime a postatei și a metodei de deplasare în lucru pentru combina CSU

Productivitatea agregatului este influențată în mare măsură de lățimea postatei și de metoda de deplasare în timpul lucrului. Pentru stabilirea metodei optime de deplasare a agregatului, s-au măsurat traiectoriile descrise la diferite sisteme de întoarcere.

Cu ajutorul datelor obținute s-a calculat valoarea coeficientului curselor de lucru φ.

In fig. 3 este reprezentată curba de variație a coeficientului φ, în funcție de lățimea *c* a postatei.

Se constată că pînă la o lățime de 40 m a postatei, valoarea coeficientului φ se micșorează în limite mici. Pe măsură ce lățimea postatei se mărește, valoarea coeficientului φ se micșorează mai mult.

Metoda de deplasare de la centru spre margine prezintă avantajul că la primele treceri, agregatul își crează drum pentru deplasarea tractorului, lucru ce nu poate fi făcut la celelalte metode decît prin folosirea mașinilor speciale sau a forței de muncă a omului. Metoda de deplasare de la centru spre margine, este avantajoasă și în privința respectării condițiilor tehnice legate de solicitarea transmisiei cardanice, care este mai mică la întoarcerea de la dreapta spre stînga.

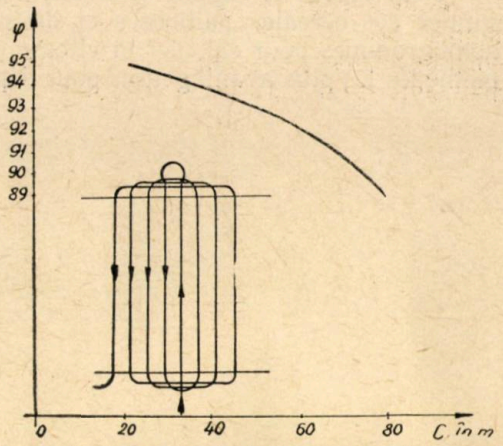


Fig. 3. Variația coeficientului curselor de lucru φ în funcție de lățimea postatelor.

Prin folosirea vitezei optime și a metodelor de deplasare celor mai corespunzătoare, se asigură mărirea productivității agregatelor și micșorarea consumului de combustibil.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Șandru, I. Niță, C. Ștefan, *Exploatarea parcului de mașini și tractoare*, Editura Agro-Silvică, 1963.
2. Negulescu O. și colectivul, *Încercarea combinei de siloz universală CSU. Încercări de tractoare și mașini agricole, SIMA*, Editura Agro-Silvică, 1962.

ИСЛЕДОВАНИЯ ПО УЛУЧШЕНИЮ ТЕХНОЛОГИИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГЛАВНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ

(РЕЗЮМЕ)

Для определения оптимального режима эксплуатации агрегатов по уборке зерновых и кукурузы для силоса, даются две номограммы по которым производится расчет оптимальной скорости уборки и указываются наиболее выгодные методы передвижения агрегатов во времия работы.

ETUDES CONCERNANT L'AMELIORATION DE LA TECHNOLOGIE D'EXPLOITATION DES PRINCIPAUX AGREGATS AGRICOLES

(RÉSUMÉ)

Pour établir le régime optimum d'exploitation des agrégats pour moissonner des céréales pailleuses et du maïs pour le silo, on présente deux nomogrammes pour calculer la vitesse optimum de travail et on indique les méthodes les plus avantageuses pour déplacer les agregats pendant le travail.

ASUPRA COMPENSĂRII CIRCUITULUI DE COMUTAȚIE LA MODIFICATORUL DE FRECVENȚĂ CU CONTACT ALUNECĂTOR METALO-LICHID *

DE

T. DORDEA

1. INTRODUCERE

La funcționarea instalațiilor modificatoare de frecvență dificultățile cele mai mari sînt datorite procesului de comutație.

La redresoarele mecanice s-a utilizat pînă în prezent pe scară mare, îmbunătățirea procesului de comutație cu ajutorul bobinilor de comutație, costisitoare și cu eficacitate limitată. Pe lîngă bobini mai sînt necesare circuite auxiliare în paralel cu contactul principal, ceea ce complică construcția instalației [1].

Primele încercări de a reduce importanța bobinilor de comutație prin utilizarea circuitelor cu ventile de putere, în paralel cu contactele de lucru, le-a făcut Koppelmann în 1958 [2], utilizînd diode de putere din siliciu. El a ajuns la concluzia că e posibil să se întrerupă cu contactul principal, un curent de pînă la 30A, fără ca să apară între armăturile contactului un transport inadmisibil de material. Datorită căderii de tensiune pe diode în sens conductor de cca. 1 V, chiar și cînd se întrerup curenți de cîteva mii de amperi, nu apare arc electric, dar apare transport de materiale, ceea ce limitează la 30 A curentul ce poate fi întrerupt cu contacte șuntate cu diode semiconductoare.

În cazul contactului metalo-lichid transportul de material nu are importanță și prin urmare limita curentului, care se poate întrerupe, e mult mai ridicată. De asemenea datorită faptului că întreruperea unui contact metalo-lichid se realizează prin întinderea unei punți lichide, care se subțiază pînă la întrerupere, există posibilitatea consumării sub formă de căldură în rezistența punții, a unei cantități de energie din cea corespunzătoare inductivității circuitului, mai mare decît la contactele solide, astfel încît energia consumată în arcul electric, care apare după întreruperea punții lichide, e mai mică și scînteile corespunzător mai slabe.

Acesta constituie un avantaj al contactului metalo-lichid față de contactul solid.

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

2. CIRCUIT CU VENTILE IN PARALEL CU CONTACTUL PRINCIPAL

La un modificator de frecvență cu circuite, conținînd ventile de putere în derivație cu contactul de lucru, comutația se realizează în modul următor :

— spre finele duratei de lucru a fazei care lucrează se conectează un circuit auxiliar în paralel cu contactul principal al fazei respective.

— Înainte de a se închide contactul principal al fazei următoare, se deschide contactul principal al fazei care lucrează, astfel încît curentul de sarcină trece prin circuitul în paralel în sensul conductor al ventilelor.

— După deschiderea contactului principal al fazei care a lucrat, se închide contactul principal al fazei, care urmează să lucreze și începe procesul comutației. Prin acesta crește curentul fazei, care începe să lucreze și scade curentul prin faza care a lucrat.

— După ce curentul prin circuitul în derivație a scăzut la zero cu tendința de a crește în sens opus, ventilul blochează circuitul și acesta poate fi deconectat de la faza care a lucrat, urmînd să îndeplinească același rol la faza următoare.

Cel mai dificil moment în acest șir de procese e cel în care are loc deschiderea contactului principal ca să rămînă în funcțiune, numai circuitul în paralel. Comutarea curentului din circuitul care conține contactul principal, în circuitul în paralel, trebuie să aibă loc fără arc electric și pe cît posibil, fără scîntei.

2.1. Schema circuitului auxiliar, conectat în paralel cu contactul principal e prezentată în fig. 1. Curentul I al fazei trece prin contactul K, a cărui rezistență electrică e R_2. În timpul deschiderii contactului K rezistența R_2 variază în timp. Circuitul auxiliar prin care trece curentul i la momentul t de la începutul deschiderii contactului K e caracterizat prin rezistența ventilului R_1, inductivitatea L și tensiunea auxiliară U'_0 obținută fie de la o baterie ca în fig. 1, *a*, fie de la un redresor ca în fig. 1, *b*.

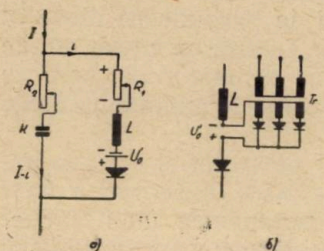


Fig. 1. Circuit în derivație cu ventile, conectat la bornele contactului principal de lucru.

Pentru direcția în care ventilul conduce se poate aproxima rezistența ventilului R_1 sub forma

$$R_1 = R_d + \frac{U_0}{i}. \tag{1}$$

Experiențele efectuate în cadrul laboratorului de mașini electrice al Institutului Politehnic Timișoara, cu contactul alunecător cu pătură de mercur, au arătat că variația rezistenței R_2 a contactului, din momentul în care începe subțierea punții lichide dintre armăturile solide pînă în momentul în care are loc întreruperea ei, poate fi suficient de exact aproximată prin relația

$$R_2 = R_{20} \frac{T}{T-t} \tag{2}$$

T fiind durata dintre cele două momente considerate.

Această relație a fost obținută din încercarea contactului alunecător cu pătură de lichid, după schema din fig. 2. S-a lucrat în curent continuu. Tensiunea a fost de 110 V. Rezistențele au avut valorile $R_1' = 5\ \Omega$, $R_2' = 5{,}3\ \Omega$ cînd s-a stabilit un curent de 9,45 A. În serie cu sursa s-a conectat o inductanță suficient de mare, încît pentru un interval de $2 \cdot 10^{-3}$ sec curentul sursei nu a variat sensibil. Constanta de timp a circuitului respectiv a fost de $T = 6{,}6 \cdot 10^{-2}$ sec, de unde rezultă că variația curentului I_1 pînă în momentul întreruperii contactului între peria *1* și sectorul *S*, care e deplasat cu

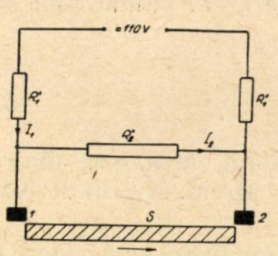


Fig. 2. Schema de încercare a contactului alunecător metalo-lichid.

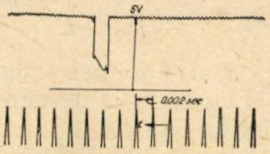


Fig. 3. Oscilograma tensiunii dintre armăturile contactului alunecător cu mercur în timpul deschiderii lui.

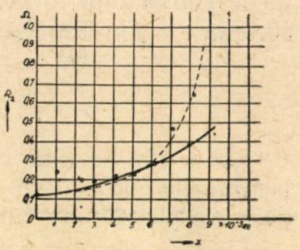


Fig. 4. Variația rezistenței cu distanța dintre peria *1* și armătura mobilă *S* la peria cu pătură de mercur.

viteza 7,7 m/sec, a fost de maximum 3%. În această situație s-a oscilografiat tensiunea între periile *1* și *2*, cînd rezistența R_2' era în paralel cu șuvița de mercur. S-a obținut oscilograma din fig. 3, din care s-a calculat rezistența în funcțiune de distanță. În fig. 4 e prezentată dependența acesteia de distanță. Cu linie plină e trasată curba corespunzătoare fig. 3, iar cu linie întreruptă cea corespunzătoare unei alte întreruperi. În tabela 1 se dau pentru comparație valorile raportului $\frac{R_2}{R_0}$ corespunzătoare expresiei (2) și cele deduse din fig. 4, ceea ce justifică valabilitatea relației (2) pentru contactul cu pătură de lichid.

Tabela 1

R_2/R_2 / t/T	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
din (2)	1	1,11	1,25	1,67	2,5	5	∞
din fig. 4	1	1,08	1,2	1,6	2,34	4~4,8	∞

În ipoteza că curentul *I* de lucru e constant în intervalul de timp *T*, se obține pentru curentul de circulație *i* expresia :

$$i = I + e^{-\frac{R_d}{L}t} \cdot \left(1 - \frac{t}{T}\right)^b \left[i_0 - I - \frac{T}{L}(U_0 - U_0' + IR_d)\,A_b\right] \qquad (3)$$

unde i_0 e valoarea curentului i la $t=0$, $b=\frac{R_{20}T}{L}$ și

$$A_b(t)=\int_0^{\frac{t}{T}} \frac{e^{\frac{R_d}{L}t}}{\left(1-\frac{t}{T}\right)^b}\, d\left(\frac{t}{T}\right). \tag{4}$$

Apariția scînteilor e determinată de valoarea tensiunii dintre armăturile contactului în momentul întreruperii lui, deci la $t=T$. Ținînd cont că aceasta e $U_{KT}=\lim_{t\to T} R_2(I-i)$ se obține:

$$U_{KT}=\frac{R_{20}T(U_0-U_0'+IR_d)}{R_{20}T-L}. \tag{5}$$

Din (5) rezultă că în cazul absenței inductivității, tensiunea dintre armăturile contactului e egală cu căderea de tensiune pe circuitul în derivație, corespunzătoare curentului de lucru I.

Deci va avea loc o întrerupere cu atît mai liniștită cu cît această cădere e mai mică. Cazul optim e cel în care $U_{KT}=0$.

In general însă $L\neq 0$ și în consecință tensiunea e cu atît mai mare cu cît L e mai mare.

Pentru $L\gg R_{20}T$, U_{KT} obține o valoare foarte mare și întreruperea contactului va avea loc cu apariția arcului electric.

In consecință, pentru a avea loc o întrerupere fără scîntei e necesar ca să fie îndeplinite condițiile:

$$R_{20}T>L$$

$$\frac{R_{20}T(U_0-U_0'+IR_d)}{R_{20}T-L}<U_m \tag{6}$$

unde U_m e tensiunea minimă de arc (pentru Hg în jur de 12 V).

Din ultima relație din (6) rezultă că există o valoare limită pentru I pînă la care condiția e îndeplinită. Această valoare se poate mări prin mărirea lui U_0'. Dar prin aceasta se introduce o a 2-a limită inferioară pentru I, cînd tensiunea pe contact obține valoarea $-U_m$. Fie I_{min} și I_{max} cele două valori extreme. Din (6) se obține

$$I_{min}=\frac{R_{20}T(U_0'-U_0)-U_m(R_{20}T-L)}{R_dR_{20}T} \tag{7}$$

$$I_{max}=\frac{R_{20}T(U_0'-U_0)+U_m(R_{20}T-L)}{R_dR_{20}T}$$

și în consecință comutația va avea loc fără scîntei atît timp cît $I_{min}\leqslant I\leqslant I_{max}$. Se poate determina U_0' astfel încît $I_{min}=0$ și în acest caz curentul de sarcină poate varia între valoarea zero și valoarea maximă, care devine $2\frac{U_m(R_{20}T-L)}{R_dR_{20}T}$ cu o comutație deplin satisfăcătoare.

2.2. In ipoteza că se realizează o variație a rezistenței mai mult decît iperbolic, deci după legea

$$R_2 = R_{20}\left(1-\frac{t}{T}\right)^{-n} \tag{8}$$

cu $n > 1$, se obține pentru i expresia :

$$i = I - e^{-\frac{R_d}{L}t - \frac{TR_{20}}{L(n-1)}\left(1-\frac{t}{T}\right)^{1-n}} \cdot \left[(I-i_0)\, e^{\frac{TR_{20}}{L(n-1)}} + \frac{T}{L}(U_0 - U_0' + IR_d)\, B_{n-1}\right] \tag{9}$$

unde

$$B_{n-1}(t) = \frac{1}{T}\int_0^{\frac{t}{T}} e^{\frac{R_d}{L}t + \frac{R_{20}T}{L(n-1)}\left(1-\frac{t}{T}\right)^{1-n}} \cdot dt. \tag{10}$$

Calculînd în acest caz tensiunea dintre armăturile contactului pentru $t=T$, se găsește :

$$U_{KT} = U_0 - U_0' + IR_d \tag{11}$$

adică tocmai tensiunea la bornele circuitului în derivație din cazul că tot curentul de sarcină I trece prin el. Acest fapt e deosebit de important, deoarece e posibil ca prin varierea potrivită a rezistenței R_2 în raport cu timpul, să se obțină în momentul deschiderii contactului o tensiune fixată dinainte și aceasta independent de valoarea inductivității, dacă contactul K e capabil de a înmagazina căldura dezvoltată. In realitate pragul de metal lichid are o capacitate termică limitată și pentru o anumită valoare a inductivității L se atinge limita peste care metalul se vaporizează și întrerupe circuitul la un interval mai scurt decît T, cînd apare arcul electric. In consecință chiar la variația în timp a rezistenței R_2 mai mult decît iperbolic, se cere ca inductivitatea L să fie cît se poate mai mică.

2.3. Mai există încă o posibilitate de a realiza variația rezistenței R_2 și anume mărirea ei în trepte după o anumită lege. E metoda utilizată de Latour [3] și [4] la soluționarea problemei comutației redresoarelor construite de el. El a utilizat numai rezistențe în trepte sub forma unui grătar, ale cărui fire atinse succesiv de jetul de mercur, erau legate la o rezistență electrică, care se introducea astfel progresiv în circuit în intervalul de comutație pînă ce se întrerupea contactul electric cu faza care a lucrat.

In acest caz cînd R_2 e constant pe un anumit interval de timp T' rezultă pentru curentul i expresia :

$$i = \frac{IR_2 - U_0 + U_0'}{R_2 + R_d} + \left(i_0' - \frac{IR_2 - U_0 + U_0'}{R_2 + R_d}\right) e^{-\frac{R_2+R_d}{L}t} \tag{12}$$

iar pentru tensiunea dintre armăturile contactului :

$$U_{KT} = \frac{R_2}{R_2+R_d}\left\{U_0 - U_0' + IR_d + [IR_2 - U_0' + U_0 - i_0'(R_2+R_d)] \cdot e^{-\frac{R_2+R_d}{L}T'}\right\} \tag{13}$$

unde i'_0 e curentul din circuitul în derivație la începutul intervalului în care R_2 e constant, iar T' durata acestui interval.

Schematic situația se prezintă ca în fig. 5, în care sînt reprezentate barele grătarului, notate de la 1 la n, legate la rezistențe astfel, încît de la bara de ordinul λ pînă la sectorul pe care cade jetul de lichid avem rezistența $R_{2,\lambda}$.

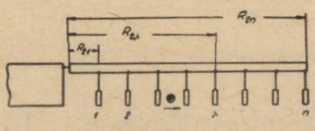


Fig. 5. Comutația prin intermediul rezistențelor în trepte.

În ipoteza unei repartiții uniforme a celor n bare ale grătarului, din intervalul de timp T, necesar introducerii în circuit a întregii rezistențe $R_{2,n}$, revine pentru o treaptă de rezistență $T'=\frac{T}{n}$. Ținînd cont de faptul că curentul de la finele treptei precedente e egal cu curentul inițial al treptei următoare, se obține pentru curentul i prin circuitul în derivație, în momentul părăsirii treptei de ordinul λ, expresia :

$$i_\lambda=\frac{IR_{2,\lambda}-U_0+U'_0}{R_{2,\lambda}+R_d}+\left(i_{01}-\frac{IR_{2,1}-U_0+U'_0}{R_{2,1}+R_d}\right)\cdot e^{-\frac{\sum_{k=1}^{\lambda}R_{2,k}+\lambda R_d}{L}\cdot\frac{T}{n}}+$$

$$+\sum_{\nu=1}^{\lambda-1}\left(\frac{IR_{2,\nu}-U_0+U'_0}{R_{2,\nu}+R_d}-\frac{IR_{2,\nu+1}-U_0+U'_0}{R_{2,\nu+1}+R_d}\right)\cdot e^{-\frac{\sum_{k=\nu+1}^{\lambda}R_{2,k}+(\lambda-\nu)R_d}{L}\frac{T}{n}} \qquad (14)$$

iar pentru tensiunea între armăturile contactului, prin generalizarea relației (13), se obține expresia :

$$U_{KT}=\frac{R_{2,n}}{R_{2,n}+R_d}\left\{U_0-U'_0+IR_d+[IR_{2,n}-U_0+U'_0-(R_{2,n}+R_d)\,i_{n-1}]\,e^{-\frac{R_{2,n}+R_d}{L}\cdot\frac{T}{n}}\right\} \qquad (15)$$

Apariția scînteilor la întreruperea contactului depinde numai de valoarea tensiunii U_{KT}. Dacă $i_n=I$, adică curentul prin contact e nul în momentul deschiderii lui, atunci la $U_{KT}<300$ V nu apare nici o scînteie la deschidere ; dacă $U_{KT}\geqslant 300$ V atunci poate să apară descărcarea luminiscentă.

Dacă $i_n\neq I$ la finele ultimei trepte, atunci vor apare scîntei din cauza inductivității. În cazul că i_n și U_{KT} determină un punct în planul caracteristicilor arcului electric $U=f(I)$, plasat sub caracteristica corespunzătoare celui mai scurt arc, scînteile vor fi scurte și se vor stinge repede, altfel vor dura sub formă de arc pînă cînd nu mai sînt îndeplinite condițiile de existență al arcului.

Cum rezultă din (14) $i_n=0$ poate avea loc numai pentru o anumită valoare a curentului I. În consecință deschiderea contactului va avea loc totdeauna cu scîntei de diferite intensități, în raport cu valoarea curentu-

lui i_n. De aceea afirmația lui Latour [3] că metoda cu grătar de comutație, pe care a utilizat-o, a dus la o comutație fără scîntei, trebuie privită cu rezervă.

3. OBSERVAȚIE

Conform celor prezentate, importanța rezistenței constă în aceea că prin grăbirea variației ei în intervalul T, are loc o grăbire a creșterii curentului i prin circuitul în derivație și prin urmare la finele duratei T, curentul i devine I iar $\frac{di}{dt}=0$.

Relația dintre curenți și tensiuni corespunzătoare circuitului din fig. 1, înmulțită cu I și integrată între 0 și T, are forma :

$$LI(I-i_0)+(U_0-U_0')IT+IR_d\int_0^T idt=\int_0^T I(I-i)R_2\,dt. \qquad (16)$$

Se observă că la $U_0'=0$, cu grăbirea creșterii rezistenței R_2 crește numai ultimul termen din membrul stîng. Cu aceasta crește și membrul drept, care reprezintă energia transformată în căldură în rezistențele R_1 și R_2 și cea corespunzătoare inductivității $L:\frac{1}{2}L(I^2-i_0^2)$. Ultima nu depinde de modul de variație în timp a lui i, deci îmbunătățirea comutației are loc prin mărirea pierderilor în rezistențele R_d și R_2.

Dacă se compensează însă căderea de tensiune pe ventil, atunci e posibil ca la o anumită valoare a tensiunii auxiliare U_0' membrul stîng al ecuației (16) să se anuleze, prin urmare și membrul drept devine nul, ceea ce înseamnă că energia transformată în căldură în rezistența R_2 și în ventil, nu mai e furnizată de către circuitul de lucru ci de sursa auxiliară. Aceasta înseamnă că utilizînd metoda compensării căderii de tensiune, se reduc pierderile în rezistența R_2 a contactului și deci se poate renunța la variația în raport cu timpul mai mult decît iperbolic a rezistenței R_2 în intervalul T.

Din acest motiv metoda compensării, care descarcă rezistența R_2 a contactului de căldură, trebuie considerată printre cele mai corespunzătoare metode de realizare a comutației, mai ales cînd tensiunea auxiliară U_0' variază cu curentul de sarcină I.

4. CONCLUZII

In consecință, pentru deschiderea contactului metalo-lichid astfel încît să nu apară scîntei, se impun următoarele măsuri :

1. Utilizarea unor ventile de putere în circuitul în paralel cu contactul, cu căderea de tensiune în sens conductor cît se poate mai redusă, în care scop corespund cele pe bază de germaniu și siliciu.

2. Compensarea căderii de tensiune din circuitul în derivație astfel încît tensiunea dintre armăturile contactului în momentul deschiderii lui să fie mai mică decît tensiunea minimă de arc.

3. Executarea circuitului în derivație cu contactul K, astfel încît inductivitatea circuitului închis, format din contact și cel în derivație, să fie cît se poate mai mică, deci legături apropiate și scurte.

4. Alegerea unei durate T de întrerupere a contactului astfel încît să nu aibă loc vaporizarea materialului.

In aceste condiții comutația curentului se realizează în mod optim.

BIBLIOGRAFIE

1. E. Rolf, *Der Kontaktumformer*. Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1957.
2. F. Koppelmann, Kontaktgleichrichter mit Hochstrom-Nebenwegen ETZ-A-79 (1958), H. 21, S, 793—797.
3. A. Latour, Note sur la transformation des courante alternatifs en courents continus par un procédé nouveau. R.G.E.T. 19 (1926), Nr. 23, p. 893—901.
4. A. Latour, Quelques résultats d'essais des convertisseurs a balais liquides. R.G.E.T. 28 (1930), Nr. 13, p. 487—495.

О КОМПЕНСАЦИИ КОММУТАЦИОННОЙ ЦЕПИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЧАСТОТЫ С МЕТАЛЛО-ЖИДКОСТНЫМ СКОЛЬЗЯЩИМ КОНТАКТОМ

(РЕЗЮМЕ)

Одним из наиболее эффективных средств для осуществления коммутации преобразователей частоты с металло-жидкостным скользящим контактом, является применение цепей с силовыми вентилями в деривации с рабочии контактом. Основным угловием является разрыв без искры рабочего контакта одной из фаз, когда ток проходит через деривационную с нею цепь соответствующей фазы. Это условие может быть выпольнено если в момент разрыва контакта, ток через контакт и напряжение между его арматурами определяют точку расположенную в плоскости характеристики электрической дуги $U=f(I)$ находящейся ниже соответствующей характеристики наиболее краткой дуги.

Это условие может быт выполнено путем :

а) Использования электрического сопротивления тонкого слоя жидкого металла образующегося между твердыми арматурами, сопротивление растущее от небольшого значения до ∞ ;

б) Использования коммутационной решетки вида Латур ;

в) Компенсации падения напряжения деривационной цепи.

Последний метод, который можно использовать одновременно с первыми двумя — самый эффективный особенно тогда, когда компенсация осуществляется в зависимости от рабочего тока и поэтому является самым рекомендуемым.

SUR LA COMPENSATION DU CIRCUIT DE COMMUTATION DANS LE MODIFICATEUR DE FRÉQUENCE À CONTACT GLISSANT METALLO-LIQUIDE

(RÉSUMÉ)

Un des moyens les plus efficaces pour réaliser la commutation dans les modificateurs de fréquence à contact glissant métallo-liquide réside dans l'utilisation du circuit à diodes de puissance en derivation avec le contact de travail.

La condition de base réside dans l'ouverture sans étincelles du contact de travail d'une phase, lorsque le courant passe par le circuit en derivation avec le contact de la phase respective.

On peut réaliser cela si au moment de l'ouverture du contact de travail, le courant par contact et la tension de ses armatures déterminent un point situé dans le plan de la caractéristique de l'arc électrique $U=f(I)$ placé sous la caractéristique correspondant a l'arc le plus court.

On peut réaliser cela par :

a) L'utilisation de la résistance électrique de la mince pellicule superficielle de metal liquide, tendue entre les armatures solides qui augmente jusqu'a l'infinit en partant d'une valeur initiale petite ;

b) L'utilisation d'une grille de comutation de type Latour ;

c) La compensation de la chute de tension du circuit en dérivation.

Cette méthode, susceptible d'être utilisée simultanément avec les deux premiéres, est la plus efficace et la plus recomandable, surtout dans le cas où la compensation est dépendante du courant de travail.

STUDIUL COMUTAȚIEI CU CONDENSATOARE A MODIFICATORULUI DE FRECVENȚA CU CONTACT ALUNECĂTOR METALO-LICHID UTILIZÎND DIODE SEMICONDUCTOARE *

DE

T. DORDEA, AL. VASILIEVICI, ELENA CIUGUDEAN, A. CIMPEANU, DOINA IRHAȘ

1. INTRODUCERE

La instalațiile modificatoare de frecvență care utilizează contactul alunecător metalo-lichid, comutația depinde de construcția instalației respective.

La instalațiile redresoare și onduloare, care utilizează un singur circuit auxiliar pentru efectuarea comutației, procesul comutației implică trecerea mai întîi a curentului electric de lucru de pe contactul care lucrează pe un circuit în paralel cu acesta, și după aceea efectuarea comutației între circuitul în paralel și contactul de lucru care urmează.

La instalațiile fără circuit auxiliar, circuitul de lucru realizează totodată și comutația, ne mai fiind necesară întreruperea curentului din contactul de lucru.

Onduloarele conduse de rețea și redresoarele iau puterea reactivă necesară comutației din rețeaua de curent alternativ. Onduloarele autonome iau această putere de la o baterie de condensatoare.

În lucrarea prezentă se studiază comutația cu condensatoare la instalații care utilizează contactul metalo-lichid și ventile realizate din diode semiconductoare, introduse în circuitele de lucru.

2. SCHEMA DE COMUTAȚIE

Efectuarea comutației cu ajutorul condensatoarelor are la bază descărcarea condensatoarelor montate între faza care lucrează și faza care urmează. Condensatorul este încărcat astfel încît curentul de descărcare trece în sensul curentului de lucru în contactul de lucru al fazei care urmează și în sens invers cu cel al fazei care a lucrat.

Avînd ventile electrice în serie cu contactele de lucru, cele din circuitul fazei care lucrează blochează trecerea curentului în sens invers prin ele; contactul electric de lucru al fazei respective poate fi deschis, rămînînd în

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

circuit numai contactul de lucru al fazei care urmează. Acest proces de descărcare a condensatoarelor începe în momentul în care, contactul fazei care lucrează fiind închis, se închide contactul fazei care urmează.

Realizarea contactelor la instalaţiile cu contact metalo-lichid are loc cum este indicat în [4] şi [5], prin intermediul unui sector circular care trece prin faţa unor injectoare perii. Vîna de metal lichid stabileşte contactul între sector şi injectorul perie.

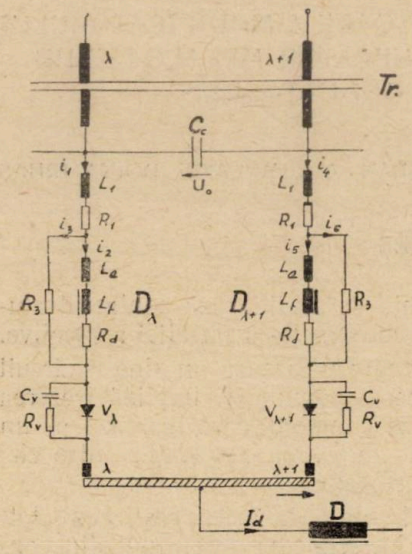


Fig. 1. Schema de comutaţie între faza care lucrează şi faza care urmează la un modificator de frecvenţă.

La trecerea curentului în sens invers acţiunea de blocare a ventilului nu are loc decît după un anumit interval de timp de la trecerea prin zero a curentului electric. La semiconductoare, pînă la stabilirea repartiţiei purtătorilor de sarcini corespunzătoare situaţiei de blocare, ventilul conduce şi în sens invers. În acest interval de timp curentul poate să atingă valori foarte mari. În momentul apariţiei blocării ventilului semiconductor, pot să apară tensiuni induse mari, periculoase pentru ventile. Din acest motiv e necesar ca vîrful curentului invers din momentul blocării ventilului să fie limitat la valori acceptabile şi de asemenea, să se prevadă circuite auxiliare în paralel cu ventilul, pentru preluarea tensiunii care apare în momentul blocării lui.

Limitarea curentului invers prin ventil se realizează cu ajutorul unor bobine cu miez de fier cu caracteristică dreptunghiulară, saturate pentru curentul de lucru, în paralel cu rezistenţe limitatoare. Bobina este premagnetizată, astfel încît în momentul închiderii circuitului fazei respective bobina e saturată.

Pentru protecţie faţă de supratensiuni se utilizează în paralel cu ventilele circuite *RC*.

În fig. 1 este prezentată schema circuitului de comutaţie, între faza λ care lucrează şi faza $(\lambda+1)$ care urmează, unde:

Tr — transformator; C_c — condensatorul de comutaţie; R_1, L_1 — rezistenţa şi inductivitatea conductoarelor de legătură; D_λ, $D_{\lambda+1}$ — bobinele saturate pentru limitarea curentului de descărcare; L_a — inductivitatea bobinei saturate în ipoteza absenţei miezului fero-magnetic; L_f — inductivitatea corespunzătoare vectorului de polarizare magnetică $\overline{M}$, întrucît $\overline{B}=\mu_0\overline{H}+\overline{M}$; R_d — rezistenţa înfăşurării bobinei saturate; R_3 — rezistenţă de limitare a curentului; V_λ, $V_{\lambda+1}$ — ventile de putere; C_v, R_v — condensatorul, respectiv rezistenţa pentru protecţia ventilului; S — sectorul mobil care se deplasează în sensul săgeţii prin faţa periilor lichide λ, $\lambda+1$, ...,

conectînd circuitul de curent continuu la diferitele faze; D — bobina de nivelare a curentului continuu; U_0 — tensiunea la bornele condensatorului de comutație în momentul începerii comutației; I_d — curentul continuu.

3. ECUAȚIILE CURENȚILOR ȘI TENSIUNILOR

Procesul de comutație constă dintr-un șir de procese tranzitorii legate unele de altele prin condiții la limită.

Începutul comutației are loc în momentul în care sectorul S stabilește contactul cu peria $(\lambda+1)$. În același moment începe primul interval de timp. Numărul intervalelor de timp cu procese tranzitorii depinde de starea magnetică a bobinelor D_λ și $D_{\lambda+1}$ și de momentul de blocare a ventilului V_λ.

Studiul comutației se efectuează pe baza următoarelor ipoteze simplificatoare:

— în intervalul de comutație tensiunea U_0 rămîne constantă;

— căderea de tensiune la trecerea curentului electric prin contactul alunecător este neglijabilă;

— căderea de tensiune pe diode, în sens conductor, este de asemenea neglijabilă;

— miezurile feromagnetice ale bobinelor saturate D_λ și $D_{\lambda+1}$ au o curbă de magnetizare $M=f(H)$ de formă dreptunghiulară, dată în fig. 2;

— înainte de începerea procesului de comutație se consideră că are loc un regim staționar. Curentul continuu I_d este constant, menținut de bobina D.

Admitem că lucrează peria λ. Comutația începe în momentul în care sectorul S stabilește legătura cu peria $(\lambda+1)$. Starea magnetică a bobinei $D_{\lambda+1}$, datorită curentului de premagnetizare i_{pr}, corespunde punctului $I_{\lambda+1}$ din fig. 2.

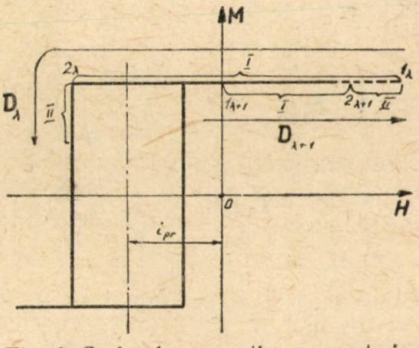


Fig. 2. Curba de magnetizare a materialului bobinelor saturate.

Origina timpului se alege la începutul fiecărui interval considerat. Valorile inițiale ale mărimilor sînt notate cu indicele 0 pentru toate intervalele, dar diferă de la un interval la altul.

Valorile curenților și tensiunilor în regimul staționar, precedent comutației, reprezintă valorile inițiale ale acelorași mărimi pentru primul interval care începe deodată cu momentul începerii comutației. Pentru valorile inițiale corespunzătoare primului interval avem:

$$U_d=U_0+I_d\left(R_1+\frac{R_dR_3}{R_d+R_3}\right);\quad i_{1,0}=I_d;\quad i_{2,0}=\frac{R_3}{R_3+R_d}I_d$$

$$i_{3,0}=\frac{R_d}{R_3+R_d}I_d;\quad i_{4,0}=0;\quad i_{5,0}=0;\quad i_{6,0}=0 \qquad (1)$$

unde U_d este tensiunea continuă.

Intervalul I. Acesta începe în momentul în care sectorul S stabilește legătura cu peria $(\lambda+1)$ și durează pînă ce bobina D_λ se desaturează, deci punctul de funcționare corespunzător acestei bobine se deplasează din I_λ în 2_λ (fig. 2). Punctul în funcționare al bobinei $D_{\lambda+1}$ se deplasează din $I_{\lambda+1}$ în $2_{\lambda+1}$ (fig. 2).

Ecuațiile dintre curenți și tensiuni pentru acest interval de timp sînt următoarele :

$$R_1 i_1 + R_3 i_3 - R_3 i_6 - R_1 i_4 + U_0 = -L_1 \frac{d}{dt}(i_1 - i_4); \quad R_3 i_3 - R_d i_2 = L_a \frac{di_2}{dt}$$
$$R_d i_5 = R_3 i_6 = -L_a \frac{di_5}{dt}; \quad i_1 = i_2 + i_3; \quad i_4 + i_1 = I_d; \quad i_4 = i_5 + i_6. \tag{2}$$

Rezolvarea acestui sistem de ecuații duce la valorile date în (3):

$$i_1 = I_d \left[\frac{\beta}{ab} + \frac{a^2 + \alpha a + \beta}{a(a-b)} e^{at} + \frac{b^2 + \alpha b + \beta}{b(b-a)} e^{bt} \right]$$

$$i_2 = \frac{R_3 I_d}{L_a} \left[\frac{A}{a}(e^{at} - 1) + \frac{B}{b}(e^{bt} - 1) + \frac{C}{c}(1 - e^{-ct}) \right] + i_{2,0} e^{-ct}$$

$$i_3 = i_1 - i_2; \quad i_4 = I_d - i_1; \quad i_5 = I_d - i_1 - i_6; \tag{3}$$

$$i_6 = \frac{R_d I_d}{cL_a} + \frac{R_d I_d}{L_a}\left(\frac{A}{a} + \frac{B}{b} - \frac{C}{c}\right) - A\left(\frac{R_d I_d}{aL_a} + I_d\right) e^{at} - B\left(\frac{R_d I_d}{bL_a} + I_d\right) e^{bt} +$$

$$+ \left(C\frac{R_d I_d}{cL_a} - CI_d - \frac{R_d I_d}{cL_a} + I_d \right) e^{-ct}$$

unde s-a notat pentru simplificarea scrierii :

$$\alpha = \frac{R_3 + R_d}{L_a} + \frac{R_3}{L_1}\frac{I_d + i_{2,0}}{2I_d} + \frac{R_1 I_d - U_0}{2L_1 I_d}$$

$$\beta = \frac{I_d(R_1 R_3 + R_1 R_d + R_3 R_d) - U_0(R_3 + R_d)}{2L_1 L_a I_d}; \quad a + b = -\frac{R_1 + R_3}{L_1} - \frac{R_3 + R_d}{L_a} \tag{4}$$

$$ab = \frac{R_1 R_3 + R_1 R_d + R_3 R_d}{L_1 L_a}; \quad c = \frac{R_3 + R_d}{L_a}; \quad A = \frac{a^2 + \alpha a + \beta}{(a-b)(a+c)}$$

$$B = \frac{b^2 + \alpha b + \beta}{(b-a)(b+c)}; \quad C = \frac{c^2 - \alpha c + \beta}{(c+a)(c+b)}.$$

Intervalul II. Acesta începe în momentul în care bobina D_λ s-a desaturat și durează pînă în momentul în care dioda V_λ blochează. Deoarece bobina D_λ este nesaturată, corespunzător caracteristicii dreptunghiulare,

curentul prin bobină rămîne constant i_{H2}; variază numai polarizarea magnetică M_λ a acestei bobine. Ecuațiile pentru acest interval sînt:

$$R_1 i_1 + R_3 i_3 - R_3 i_6 - R_1 i_4 + U_0 = -L_1 \frac{d}{dt}(i_1 - i_4)$$

$$R_d i_{H2} - R_3 i_3 = -q \frac{dM_\lambda}{dt}; \quad R_d i_5 - R_3 i_6 = -L_a \frac{di_5}{dt} \tag{5}$$

$$i_1 = i_{H2} + i_3; \quad I_d = i_1 + i_4; \quad i_4 = i_5 + i_6.$$

Soluțiile acestui sistem sînt:

$$i_1 = \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2}\left[\frac{\beta'}{a'b'} + \frac{a'^2 - \alpha' a' + \beta'}{a'(a'-b')} e^{-a't} + \frac{b'^2 - \alpha' b' + \beta'}{b'(b'-a')} e^{-b't}\right]$$

$$i_3 = i_1 - i_{H2}; \quad i_4 = I_d - i_1; \quad i_6 = I_d - i_1 - i_5$$

$$i_5 = \frac{R_3 I_d}{cL_a} - \frac{R_3}{2L_a}(I_d + i_{1,0} - i_{4,0})\left(\frac{A'}{a'} + \frac{B'}{b'} + \frac{C'}{c}\right) + A' \frac{R_3}{2L_a} \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{a'} \cdot$$

$$\cdot e^{-a't} + B' \frac{R_3}{2L_a} \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{b'} e^{-b't} + \left(C' \frac{R_3}{2L_a} \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{c} - \frac{R_3 I_d}{cL_a} + i_{5,0}\right) e^{-ct}$$

$$M_\lambda = \left(-\frac{R_3 + R_d}{q} i_{H2} + \frac{R_3}{q} \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2} \frac{\beta'}{a'b'}\right)t +$$

$$+ \frac{R_3}{q} \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2}\left[\frac{a'^2 - \alpha' a' + \beta'}{a'^2(b'-a')} e^{-a't} + \frac{b'^2 - \alpha' b' + \beta'}{b'^2(a'-b')} e^{-b't} + \frac{\alpha' a' b' - \beta'(a'+b')}{a'^2 b'^2}\right] + M_{\lambda,0} \tag{6}$$

unde:

$$\alpha' = \frac{R_3 + R_d}{L_a} + \frac{R_3}{L_1} \frac{I_d + i_{H2} - i_{5,0}}{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}} + \frac{R_1 I_d - U_0}{L_1 (I_d + i_{1,0} - i_{4,0})}$$

$$\beta' = \frac{I_d (R_3 R_d + R_1 R_3 + R_1 R_d) + i_{H2} R_3 (R_3 + R_d) - U_0 (R_3 + R_d)}{L_1 L_a (I_d + i_{1,0} - i_{4,0})}$$

$$a'b' = \frac{2R_1 R_3 + 2R_1 R_d + 2R_3 R_d + R_3^2}{2L_1 L_a}; \quad a' + b' = \frac{R_1 + R_3}{L_1} + \frac{R_3 + R_d}{L_a} \tag{7}$$

$$c = \frac{R_3 + R_d}{L_a}; \quad A' = \frac{a'^2 - \alpha' a + \beta'}{(b'-a')(c-a')}$$

$$B' = \frac{b'^2 - \alpha' b' + \beta'}{(a'-b')(c-b')}; \quad C' = \frac{c^2 - \alpha' c + \beta'}{(a'-c)(b'-c)}; \quad q = q_f w.$$

Condițiile inițiale sînt reprezentate de valorile curenților de la finele intervalului precedent.

În acest fel se poate urmări complet procesul de comutație și se poate determina momentul în care are loc blocarea diodei fazei λ, care reprezintă momentul terminării intervalului II.

Intervalul III. Acesta începe în momentul în care dioda V_λ a blocat. Prin blocare apare la bornele diodei o supratensiune. Această supratensiune depinde de curbele de variație ale curenților în raport cu timpul și de valorile parametrilor circuitelor care comută. Pentru determinarea acestei tensiuni trebuie studiat și intervalul de timp care are loc după blocarea diodei.

Ecuațiile dintre curenți și tensiuni în acest caz sînt următoarele :

$$R_1 i_1 + R_3 i_3 + \frac{1}{C_v}\int_0^t i_1 dt + R_v i_1 - R_3 i_6 - R_1 i_4 + U_0 = -L_1 \frac{di_1}{dt} + L_1 \frac{di_4}{dt}$$

$$R_d i_{H2} - R_3 i_3 = -q_f w \frac{dM_\lambda}{dt}; \quad R_d i_5 - R_3 i_6 = -L_a \frac{di_5}{dt} \tag{8}$$

$$i_1 = i_{H2} + i_3; \quad I_d = i_1 + i_4; \quad i_4 = i_5 + i_6$$

Condițiile inițiale sînt reprezentate de valorile curenților de la finele intervalului II. Soluțiile acestui sistem sînt următoarele :

$$i_1 = \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2}\left[\frac{a''^2 - \alpha'' a'' + \beta''}{(b''-a'')(c''-a'')} e^{-a''t} + \frac{b''^2 - \alpha'' b'' + \beta''}{(a''-b'')(c''-b'')} e^{-b''t} + \right.$$

$$\left. + \frac{c''^2 - \alpha'' c'' + \beta''}{(a''-c'')(b''-c'')} e^{-c''t}\right]; \quad i_3 = i_1 - i_{H2}; \quad i_4 = I_d - i_1$$

$$i_6 = (I_d - i_{5,0}) e^{-d''t} + \frac{R_d I_d}{L_a} \frac{1-e^{-d''t}}{d''} - \left(t + A'' \frac{1-e^{-a''t}}{a''} + B'' \frac{1-e^{-b''t}}{b''} + C'' \frac{1-e^{-c''t}}{c''} + \right.$$

$$\left. + D'' \frac{1-e^{-d''t}}{d''}\right) \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2}; \quad i_5 = i_4 - i_6 \tag{9}$$

$$M_\lambda = \frac{I_d + i_{1,0} - i_{4,0}}{2} \frac{R_3}{q}\left[\frac{a''^2 - \alpha'' a'' + \beta''}{a''(b''-c'')(c''-a'')}(1-e^{-a''t}) + \frac{b''^2 - \alpha'' b'' + \beta''}{b''(a''-b'')(c''-b'')} \cdot \right.$$

$$\left. \cdot (1-e^{-b''t}) + \frac{c''^2 - \alpha'' c'' + \beta''}{c''(a''-c'')(b''-c'')}(1-e^{-c''t})\right] - \frac{(R_3+R_d) i_{H2}}{q} t - M_{\lambda,0}$$

unde :

$$\alpha'' = \frac{L_a R_3 (I_d - i_{5,0} + i_{H2}) + L_1 (R_3 + R_d)(I_d + i_{1,0} - i_{4,0}) + L_a (R_1 I_d - U_0)}{L_1 L_a (I_d + i_{1,0} - i_{4,0})}$$

$$\beta'' = \frac{R_3 (R_3 + R_d) i_{H2} + I_d (R_3 R_d + R_1 R_d + R_1 R_3) - U_0 (R_3 + R_d)}{L_1 L_a (I_d + i_{1,0} - i_{4,0})}$$

$$a'' + b'' + c'' = \frac{R_3 L_a + 2L_1 (R_3 + R_d) + L_a (2R_1 + R_3 + R_v)}{2L_1 L_a}$$

$$a''b'' + a''c'' + b''c'' = \frac{C_1 R_3 R_d + L_a + C_1 (2R_1 + R_3 + R_v)(R_3 + R_d)}{2C_v L_1 L_a}$$

$$a''b''c'' = \frac{R_3 + R_d}{2C_v L_1 L_a}; \quad d'' = \frac{R_3 + R_d}{L_a}; \quad g'' = \frac{R_d}{L_a}$$

$$A''=\frac{-a''(g''-a'')(a''^2-\alpha''a''+\beta'')}{(b''-a'')(c''-a'')(d''-a'')};\quad B''=\frac{-b''(g''-b'')(b''^2-\alpha''b''+\beta'')}{(a''-b'')(c''-b'')(d''-b'')};$$

$$C''=\frac{-c''(g''-c'')(c''^2-\alpha''c''+\beta'')}{(a''-c'')(b''-c'')(d''-c'')};\quad D''=\frac{-d''(g''-d'')(d''^2-\alpha''d''+\beta'')}{(a''-d'')(b''-d'')(c''-d'')};$$

$$q=q_f\cdot w. \tag{10}$$

Cu ajutorul expresiei curentului i_1 din (9) se calculează tensiunea la bornele ventilului :

$$U_v=\frac{1}{C_v}\int_0^t i_1\,dt+R_v i_1 \tag{11}$$

Tensiunea maximă la bornele ventilului are loc în momentul în care $\frac{dU_v}{dt}=0$. Aceasta conduce la :

$$\frac{I_d+i_{1,0}-i_{4,0}}{2}\left[\left(\frac{1}{C_v}-Ra''\right)\frac{a''^2-\alpha''a''+\beta''}{(b''-a'')(c''-a'')}e^{-a''t}+\left(\frac{1}{C_v}-Rb''\right)\cdot\right.$$
$$\left.\cdot\frac{b''^2-\alpha''b''+\beta''}{(a''-b'')(c''-b'')}e^{-b''t}+\left(\frac{1}{C_v}-Rc''\right)\frac{c''^2-\alpha''c''+\beta''}{(a''-c'')(b''-c'')}e^{-c''t}\right]=0. \tag{12}$$

Din (12) se determină timpul t, care introdus în (11) dă valoarea maximă a tensiunii care apare la bornele ventilului. Modificînd parametrii C_v și R_v se poate găsi soluția optimă, pentru care valoarea maximă a tensiunii la bornele ventilului are cea mai mică valoare.

4. CALCULUL NUMERIC ȘI VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ

Pentru concretizare s-a considerat un circuit cu parametrii dați. S-au ales valorile :

$$R_1=0;\quad R_d=10^{-2}\Omega;\quad R_3=2{,}5\,\Omega;\quad L_1=10^{-8}\text{H};\quad L_a=9\cdot10^{-6}\text{H};$$
$$L_f=1{,}5\cdot10^{-2}\text{H};\quad U_0=200\text{ V};\quad I_d=40\text{ A};\quad i_{H2}=-2\text{A};\quad q_f=6{,}25\cdot10^{-4}\text{ m}^2;$$
$$w=42\text{ spire};\quad q=q_f w=2{,}625\cdot10^{-2};\quad M_{\lambda,0}=M_{(\lambda+1),0}=1{,}5\text{ T}.$$

Ca ventile s-au considerat diode de Si tip I.C.P.E. de 50/100 A curent admisibil. S-au obținut rezultatele prezentate în tabela I :

Tabela 1

	i_1^A	i_2^A	i_3^A	i_4^A	i_5^A	i_6^A	t^{sec}	Q^{Cb}
Condiții inițiale	40	39,8	0,2	0	0	0	0	$1{,}99\cdot10^{-3}$
Intervalul I	−41,66	−2	−39,66	81,66	42,045	39,62	$3{,}76\cdot10^{-6}$	$1{,}74\cdot10^{-3}$
Intervalul II	−79,6	−2	−77,6	119,6	114,34	5,26	$2{,}05\cdot10^{-5}$	0
Intervalul III	−15,022	−2	−13,022	55,022	49,588	5,434	$0{,}84\cdot10^{-8}$	0

S-a determinat în continuare valoarea tensiunii maxime pe ventil, după blocarea acestuia. În vederea determinării modului în care influenţează valoarea capacităţii condensatorului C_v, moment în paralel cu dioda, asupra tensiunii de la bornele ventilului, s-au considerat 5 valori pentru C_v. S-au obţinut valorile date în tabela II :

Tabela 2

C_v^F	$0{,}01 \cdot 10^{-6}$	$0{,}05 \cdot 10^{-6}$	$0{,}1 \cdot 10^{-6}$	$0{,}5 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
U_v^V	309,445	304	309	317,2	318

Din această tabelă se observă că tensiunea maximă la bornele ventilului obţine cea mai mică valoare de 304 V, pentru valoarea capacităţii de $0{,}05 \cdot 10^{-6}$F, la o rezistenţă R_v de 20 Ω. De aici rezultă că se poate realiza o protecţie sigură a ventilului, alegînd ventile cu tensiunea de avalanşă de două ori această valoare de vîrf.

În vederea verificării experimentale s-a oscilografiat tensiunea la bornele ventilului montat într-o instalaţie onduloare, pentru trei regimuri de lucru. S-a obţinut curent alternativ din curent continuu, de frecvenţă 10 Hz, 50 Hz, 100 Hz.

Valoarea capacităţii condensatorului de comutaţie a fost de $58 \cdot 10^{-6}$F, tensiunea continuă — 200 V, curentul ondulat — 40 A. Sarcina a fost ohmică-inductivă.

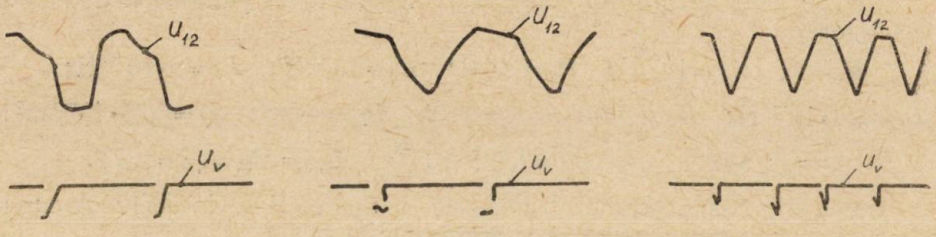


Fig. 3. Oscilograma tensiunii pe ventil U_v şi a tensiunii înlănţuite U_{12} :
a — *f*=10 Hz; *b* — *f*=50 Hz; *c* — *f*=100 Hz.

În figura 3 sînt prezentate curbele tensiunii pe ventil U_v şi a tensiunii înlănţuite (de la bornele condensatoarelor de comutaţie) U_{12}, pentru cele trei cazuri.

Protecţia ventilelor în instalaţia experimentală s-a făcut prin varistoare realizate din becuri cu neon în serie cu rezistenţe. După cum se vede din oscilogramă, comutaţia şi funcţionarea ventilelor au avut loc în condiţii deplin satisfăcătoare.

5. CONCLUZII

Din cele prezentate rezultă că se poate studia matematic procesul comutației unei instalații modificatoare de frecvență cu contact metalo-lichid, cu scopul de a determina valoarea maximă a tensiunii care apare la bornele ventilului, în vederea dimensionării și stabilirii protecției lui.

Experiențele efectuate confirmă deducțiile teoretice și în consecință este posibilă utilizarea diodelor semiconductoare împreună cu contactul metalo-lichid, în vederea realizării de instalații modificatoare de frecvență.

BIBLIOGRAFIE

1. E. Rolf, *Der Kontaktumformer*. Springer Verlag Berlin-Göttingen Heidelberg 1957.
2. W. Schilling, *Die Wechselrichter und Umrichter*, Verlag Oldenbourg München und Berlin. 1940.
3. A. Glaser, K. Müller-Lübeck, *Theorie der Stromrichter*. Springer-Verlag Berlin 1935.
4. T. Dordea, Contribuție la reglarea vitezei mașinii de inducție, utilizînd contactul alunecător metalo-lichid. Institutul Politehnic Timișoara. 1963. Teză de dizertație.
5. T. Dordea, Asupra ondulorului autonom cu contact alunecător metalo-lichid. Buletinul științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara. Tom 8 (22) fasc. 1. Ian.—Iunie 1963.
6. A. Rudolf, Die Abhängigkeit des dynamischen Rückstroms bei Siliziumgleichrichtern von der Belastung und seine Einwirkungen auf die Sperrspannung. Dissertation. T. H. Darmstadt 1962.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНДЕНСАТОРНОЙ КОММУТАЦИИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЧАСТОТЫ СО СКОЛЬЗЯЩИМ МЕТАЛЛО-ЖИДКОСТНЫМ КОНТАКТОМ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ДИОДОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуется процесс коммутации между двумя фазами преобразователя частоты с полупроводниковым диодами и металло-жидкостными контактами. Коммутация производится при помощи конденсаторов. Определяются токи и напряжения возникшие в коммутационной цепи. В виду ограничения оборотного тока, предусмотрены блокировочные катушки, изготовленые из материала с прямолинейной кривой магнетизации. Также учитываются процессы происхождящие в диодах, определяя найвысшее напряжение, которое может возникнуть в цепи в момент запирания вентиля. На основе полученных выводов принимаются меры предохранения вентилей.

Опытные результаты соответствуют теоретическим выводом, подтверждая этим возможность изготовления преобразователей частоты с диодами и метало-мидкостными контактами.

ÉTUDE DE LA COMMUTATION PAR CONDENSATEURS DU MODIFICATEUR DE FRÉQUENCE À CONTACT GLISSANT METALLO-LIQUIDE USANT DES DIODES SEMICONDUCTRICES

(RÉSUMÉ)

Ce travail fait l'étude du procès de commutation entre deux phases d'un modificateur de fréquence à contact metallo-liquide et diodes semiconductrices. La commutation est réalisée par des condensateurs. On y détermine les courants et les tensions apparaîssant dans le circuit de commutation. Pour limiter le courant envers on en a prévu des bobines de choques avec noyau magnétique réalisée d'un matériel à cycle d'hystérésis rectangulaire. On tienne compte aussi des fénomènes qui se passent dans les diodes, en déterminant la tension maximalle qui pourraît apparaître dans le circuit au moment du blocage de la diode. Les conclusions surgies permettent à prendre les mesures pour la protection des diodes.

Les résultats expérimentaux concordent bien aux déductions théoriques et confirment ainsi la possibilité de réaliser des modificateurs de fréquence à contact metallo-liquide et diodes.

INFLUENȚA CURENȚILOR TURBIONARI ASUPRA COMPORTĂRII GENERATORULUI HALL *

DE

I. DE SABATA

1. PROBLEMA

Cîmpul magnetic de comandă, variabil în timp, al unui generator Hall, induce un cîmp electric care stabilește în plăcuța semiconductoare curenți turbionari.

Prezența acestor curenți ar putea avea influență asupra tensiunii Hall, iar din punct de vedere al încălzirii admisibile a plăcuței micșorează valoarea maximă a curentului de comandă.

Problema este studiată în [1] pentru cazul particular al plăcuțelor semiconductoare de lungime infinită. Soluția dată ecuației ce o satisface vectorul inducție magnetică produs de curenții turbionari este inexactă și deci concluziile lucrării nu sînt corecte. Pe rezultatele acestei lucrări se bazează o serie de autori care se ocupă cu aplicațiile tehnice ale generatorului Hall la frecvența ridicată [6], [7].

Cu ocazia susținerii lucrării lui W. Hartel [4] de către F. Kuhrt acesta, la discuții, integrînd corect ecuațiile cîmpului magnetic și electric, demonstrează că pentru plăcuțe semiconductoare de lungime infinită curenții turbionari induși nu influențează tensiunea Hall.

Contribuția curenților turbionari la încălzirea plăcuței este studiată cu mare aproximație în [5]. Autorul admite, pentru cazul plăcuțelor semiconductoare de lungime finită, liniile de cîmp ale densităților de curent în forma unor cercuri și neglijează cîmpul magnetic propriu al curenților.

În prezenta lucrare se demonstrează că, în general, tensiunea Hall a plăcuțelor semiconductoare cu contacte de curent punctiforme și simetrice, nu este influențată de prezența curenților turbionari. Concluzia este în acord cu experiențele efectuate în [2]. De asemenea se calculează pierderile de putere dezvoltate de curenții turbionari atît pentru plăcuțe semiconductoare de lungime infinită cît și pentru cele de lungime finită cu contacte de curent punctiforme și pline. Expresiile acestor pierderi sînt necesare pentru determinarea valorii admisibile a curentului de comandă.

---

* Lucrarea prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

2. INDEPENDENȚA TENSIUNII HALL DE FRECVENȚA CIMPULUI DE COMANDĂ

Fie o plăcuță semiconductoare subțire avînd dimensiunile din figura 1, plasată perpendicular pe liniile cîmpului magnetic de inducție: $B_0 = B_{0m} \sin \omega t$ și parcursă de curentul de comandă constant i_c. Contactele de curent A și B sînt punctiforme și situate pe axa ox.

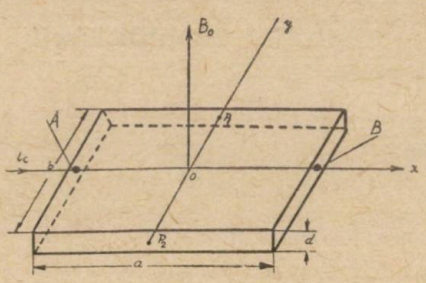


Fig. 1.

Tensiunea Hall între punctele P_1 și P_2 de pe axa oy (fig. 1) este

$$\mu_{hy} = \int_{\frac{b}{2}}^{-\frac{b}{2}} E_{Hy} dy = -\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} E_{Hy} dy$$

unde E_{Hy} reprezintă componenta după axa oy a intensității de cîmp Hall.

Intensitatea cîmpului de comandă $\bar{E}_c$ satisface relația de simetrie:

$$E_{cy}(x, y) = -E_{cy}(x, -y)$$

și deci:

$$\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} E_{cy} dy = 0.$$

Inducția magnetică B_0, variabilă în timp, induce în plăcuța semiconductoare intensitatea de cîmp $\bar{E}_t$. Este simplu de observat că, pentru puncte de pe axa oy, $E_{ty} = 0$.

Deci expresia tensiunii Hall poate fi scrisă și în forma:

$$\mu_{hy} = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} (E_{Hy} + E_{cy} + E_{ty}) dy = -\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} E y dy \qquad (1)$$

unde E_y este intensitatea de cîmp rezultantă din plăcuța semiconductoare.

Vectorul densitate de curent $\bar{J}$ determinat de mișcarea sarcinilor elementare este dat de relația:

$$\bar{J} = \sigma [\bar{E} - R_H \bar{J} \times \bar{B}] \qquad (2)$$

unde σ reprezintă conductibilitatea materialului semiconductor, R_H constanta sa Hall, iar B inducția magnetică rezultantă.

Folosind relația (2) și observînd că pe axa oy : $Jy\,(0, y)=0$, obținem pentru tensiunea Hall expresia :

$$\mu_h = R_H \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} J_x B dy = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} (J_{cx}+J_{tx})(B_0+B_c+B_t)\,dy \qquad (3)$$

unde : $\bar{J}_c$ este densitatea curentului de comandă ;

$\bar{J}_t$ — densitatea curentului turbionar ;

$\bar{B}_c$ — inducția magnetică produsă de curentul de comandă ;

$\bar{B}_t$ — inducția magnetică produsă de curenții turbionari.

Cum densitățile de curent și inducțiile magnetice satisfac relațiile de simetrie :

$$J_{cx}(x, y)=J_{cx}(x, -y); \quad J_{tx}(x, y)=-J_{tx}(x, -y)$$

$$B_c(x, y)=-B_c(x, -y) \quad \text{și} \quad B_t(x, y)=B_t(x, -y)$$

rezultă egalitățile :

$$\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} J_{cx}B_c dy = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} J_{tx}B_0 dy = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} J_{tx}B_t dy = 0.$$

Ținînd seama de aceste relații, expresia (3) devine :

$$\mu_h = R_H \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} [J_{cx}B_0+J_{tx}B_c+J_{cx}B_t]\,dy.$$

Deoarece :

$$\operatorname{rot}\bar{B}_c=\mu\bar{J}_c \quad \text{și} \quad \operatorname{rot}\bar{B}_t=\mu\bar{J}_t$$

sau cu sistemul de coordonate din figura 1 :

$$\frac{\partial B_c}{\partial y}=\mu J_{cx} \quad \text{și} \quad \frac{\partial B_t}{\partial y}=\mu J_{tx},$$

μ fiind permeabilitatea magnetică a mediului, rezultă că ultimii doi termeni ai relației (4) sînt nuli.

În adevăr :

$$\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{1}{\mu}\left[\frac{\partial B_t}{\partial y}B_c+\frac{\partial B_c}{\partial y}B_t\right]dy = \frac{1}{\mu}\int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{\partial}{\partial y}(B_tB_c)\,dy =$$

$$= \frac{1}{\mu}\left[B_t\left(x, \frac{b}{2}\right)B_c\left(x, \frac{b}{2}\right)-B_t\left(x, -\frac{b}{2}\right)B_c\left(x, -\frac{b}{2}\right)\right]=0$$

pentru că

$$B_t\left(x, \frac{b}{2}\right) = B_t\left(x, -\frac{b}{2}\right) = 0$$

Așadar tensiunea Hall în prezența cîmpului magnetic de comandă variabil este :

$$\mu_h = R_H \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} J_{cx} B_0 dy.$$

În concluzie, plăcuțele semiconductoare, chiar și de dimensiuni finite, cu electrozi a curentului de comandă punctiformi și situați pe axa *ox*, au proprietatea că în fenomene cuazistaționare, prezența curenților turbionari nu modifică tensiunea Hall.

3. EFECTUL JOULE-LENTZ PRODUS DE CURENȚII TURBIONARI

Curenții turbionari ce se stabilesc în plăcuța semiconductoare contribuie la încălzirea ei prin efectul Joule-Lentz pe care îl dezvoltă. Această încălzire suplimentară limitează curentul de comandă la o valoare mai mică decît cea corespunzătoare cîmpului de comandă continuu, motiv pentru care prezintă importanță calculul căldurii dezvoltate de curenții turbionari. Calculul se face pentru cazul mai simplu al plăcuțelor de lungime infinită și pentru cazul general al generatoarelor Hall de dimensiuni finite cu constante punctiforme și pline.

a) Plăcuțe semiconductoare de lungime infinită

Fie o plăcuță semiconductoare de lungime infinită plasată în cîmpul magnetic omogen și variabil în timp $B_0 = B_{0m} \sin \omega t$ (fig. 2). Densitatea $\bar{J}_t$ a curenților turbionari are, în aceste condiții, orientarea după axa *ox*.

Ecuațiile diferențiale pe care le satisfac cîmpurile $\bar{J}_t$ și $\bar{B} = \bar{B}_0 + \bar{B}_t$, $\bar{B}_t$ fiind inducția magnetică produsă de curenții turbionari, sînt :

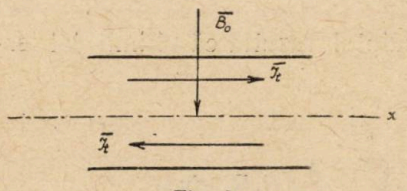


Fig. 2.

$$\begin{aligned} J_t &= \sigma E_t \\ \frac{\partial E_t}{\partial y} &= \frac{\partial B}{\partial t} \\ \frac{\partial B}{\partial y} &= \mu J_t \end{aligned} \qquad (5)$$

sau :

$$\frac{\partial^2 B}{\partial y^2} = \mu\sigma \frac{\partial B}{\partial t}; \quad \frac{\partial^2 J_t}{\partial y^2} = \mu\sigma \frac{\partial J_t}{\partial t}.$$

Scriind ultimele două ecuații în forma complexă obținem sistemul :

$$\frac{\partial^2 \dot{B}}{\partial y^2} = \mu\sigma \frac{\partial \dot{B}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial^2 \dot{J}_t}{\partial y^2} = \mu\sigma \frac{\partial \dot{J}_t}{\partial t} \qquad (6)$$

unde $\dot{B}$ și $\dot{J}_t$ sînt forma complexă a funcțiilor sinusoidale B și J_t.

Pentru prima ecuație a sistemului încercăm o soluție armonică :

$$\dot{B} = \dot{B}_c e^{\gamma^* y} \cdot e^{j\omega t}; \quad j = \sqrt{-1}$$

unde $\gamma^* = \beta^* + j\alpha^*$ și $\dot{B}_c$ sînt constante complexe. Introducem încercarea de soluție în ecuație, se obține :

$$\gamma^{*2} = j\omega\mu\sigma \quad \text{adică} \quad \alpha^* = \beta^* = \pm\sqrt{\pi f \mu\sigma}.$$

Soluția staționară a ecuației este :

$$\dot{B} = (\dot{B}_{c1} e^{\gamma^* y} + \dot{B}_{c2} e^{-\gamma^* y}) e^{j\omega t}.$$

Constantele de integrare $\dot{B}_{c1}$, și $\dot{B}_{c2}$, pot fi determinate din condițiile : $\left(\frac{\partial \dot{B}}{\partial y}\right)_{y=0} = 0$ pentru că în punctele axei Ox, inducția magnetică rezultantă are valoarea minimă și $\dot{B} = B_{0m} e^{j\omega t}$ în punctele $y = \pm\frac{b}{2}$, fiindcă pe aceste drepte inducția magnetică B_t e nulă.

Cu aceste condiții obținem :

$$\dot{B}_{c1} = \dot{B}_{c2} = \frac{B_{0m}}{2 \operatorname{ch} \gamma^* \frac{b}{2}}$$

și deci soluția ecuației va fi :

$$\dot{B} = \frac{B_{0m}}{\operatorname{ch} \gamma^* \frac{b}{2}} \operatorname{ch} \gamma^* y \, e^{j\omega t}.$$

Densitatea de curent J_t se calculează simplu din ultima ecuație a sistemului (5):

$$\dot{J}_t = \frac{1}{\mu} \frac{\partial \dot{B}}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{B_{0m}}{\operatorname{ch} \gamma^* \frac{b}{2}} \gamma^* \operatorname{sh} \gamma^* y \, e^{j\omega t}.$$

Partea pur imaginară a expresiei dă valoarea momentană a densității de curent :

$$J_t = \frac{B_{0m} \sqrt{2}\, \alpha^*}{\mu} \sqrt{\frac{\operatorname{ch} 2\alpha^* y - \cos \alpha^* y}{\operatorname{ch} \alpha^* b + \cos \alpha^* b}} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{4} + \theta_s - \theta_{C_0}\right) =$$

$$= J_{max} \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{4} + \theta_s - \theta_{C_0}\right)$$

unde :

$$\operatorname{tg}\theta_s = \frac{\operatorname{tg}\alpha^* y}{\operatorname{th}\alpha^* y} \quad \text{iar :} \quad \operatorname{tg}\theta_{C_0} = \operatorname{tg}\alpha^* \frac{b}{2} \cdot \operatorname{th}\alpha^* \frac{b}{2}.$$

Efectul Joule-Lentz, mediu în timp, dezvoltat pe porțiunea a din plăcuța semiconductoare de grosime d este :

$$P_t = d \cdot a \cdot \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{J_{max}^2}{2\sigma}\, dy = \frac{d \cdot a}{\sigma} \frac{B_{0m}^2 \alpha^*}{\mu^2} \cdot \frac{\operatorname{sh}\alpha^* b - \sin\alpha^* b}{\operatorname{ch}\alpha^* b + \cos\alpha^* b}. \tag{7}$$

Dacă $\Delta\vartheta$ este încălzirea admisibilă a plăcuței, valoarea maximă a puterii pe care ea o poate disipa este :

$$P = P_c + P_t = \gamma S \Delta\vartheta \tag{8}$$

unde :

γ este coeficientul de transmitere a căldurii ;

$S = 2ba$, — suprafața prin care se cedează căldură exteriorului, iar

$P_c = i_c^2 r = i_c^2 \frac{a}{\sigma bd}$ — efectul Joule-Lentz, dezvoltat de curentul de comandă.

Înlocuind expresia lui P_c în (8) și folosind egalitatea (7) se obține valoarea maximă admisibilă a curentului de comandă :

$$i_c = \sqrt{2\sigma b^2 d\gamma\Delta\vartheta - \frac{d^2 b B_{0m}^2}{\mu^2} \alpha^* \frac{\operatorname{sh}\alpha^* b - \sin\alpha^* b}{\operatorname{ch}\alpha^* b + \cos\alpha^* b}}. \tag{8'}$$

Materialele semiconductoare de InSb au conductibilitatea $\sigma = 10^4 \text{sm}^{-1}$, iar cele din Ge : $\sigma = 6$ s. m $^{-1}$. La aceste materiale și la frecvența de 10^6 Hz, α^* are valorile : $\alpha^* = 190$ rad m^{-1} pentru plăcuțele din InSb și $\alpha^* = 4{,}9$ rad m^{-1} pentru cele din Germaniu.

Generatorul Hall folosit în [2] are dimensiunile :

$$a = 8 \cdot 10^{-3}\text{m}, \quad b = 4 \cdot 10^{-3}\text{m} \quad \text{și} \quad d = 5 \cdot 10^{-4}\text{m}$$

și deci, predusul $\alpha^* b$ ia valorile :

$\alpha^* b = 0{,}743$ rad dacă este construit din InSb și

$\alpha^* b = 0{,}0195$ rad dacă e construit din Ge.

Pentru aceste valori ale produsului $\alpha^* b$, la dezvoltarea în serie a funcțiilor trigonometrice și hiperbolice, factorul al doilea al termenului ultim din expresia (8) de sub semnul radical, se poate aproxima în forma :

$$\frac{\operatorname{sh}\alpha^* b - \sin\alpha^* b}{\operatorname{ch}\alpha^* b + \cos\alpha^* b} = \frac{(\alpha^* b)^3}{6}.$$

În această aproximare și folosind expresia lui α^* valoarea maximă a curentului de comandă este :

$$i_c = \sqrt{2\sigma b^2 d\gamma\Delta\vartheta - \frac{\pi^2\sigma^2 b^4 d^2}{6} B_{0m}^2 f^2}. \tag{9}$$

Pentru plăcuța semiconductoare de dimensiuni menționate, construită din InSb, admițînd pe $\gamma\Delta\vartheta = 10^3$ W m^{-1} [5], în cîmp magnetic de comandă constant, se obține valoarea maximă a curentului de comandă din :

$$i_{c_0} = \sqrt{2\sigma b^2 d\gamma\Delta\vartheta} = 0{,}2 \text{ A},$$

iar pentru generator construit din Germaniu :

$$i_{c_0} = 9{,}15 \text{ mA}.$$

Dacă frecvența cîmpului de comandă este $2 \cdot 10^3$ Hz valoarea curentului de comandă, la plăcuța din InSb se reduce cu 31 % ; iar pentru generatoare din germaniu la $f = 10^5$ Hz reducerea este de 26%. Aceste calcule subliniază importanța pe care o are cunoașterea căldurii dezvoltată de curenții turbionari.

Cum se menționează și în [5] există o valoare limită a produsului fB_{0m} pînă la care curentul de comandă admisibil rezultă diferit de zero. El se obține din (9)

$(fB_{0m}) = \frac{2}{\pi b}\sqrt{\frac{3\gamma\Delta\vartheta}{\sigma d}}$ expresiile diferă de cea dată în [5].

In exemplul luat, pentru plăcuța din InSb valoarea produsului fB_{0m} este $3{,}9 \cdot 10^3$ HzT, iar pentru cea din Ge : $fB_{0m} = 164$ HzT.

b) **Plăcuța semiconductoare de dimensiuni finite**

Fie plăcuța semiconductoare de dimensiuni finite cu contacte punctiforme, din fig. 1 și cîmpul de comandă $B = B_{0m} \sin \omega t$. Ecuația pe care o satisface inducția magnetică Bt este :

$$\frac{\partial^2 B_t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 B_t}{\partial y^2} - \sigma\mu \frac{\partial B_t}{\partial t} = \sigma\mu\omega B_{0m} \cos \omega t. \tag{10}$$

Integrăm ecuația prin metoda separării variabilelor.

Pentru ecuația omogenă :

$$\frac{\partial^2 B_{t_0}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 B_{t_0}}{\partial y^2} - \sigma\mu \frac{\partial B_{t_0}}{\partial t} = 0 \tag{11}$$

se încearcă o soluție de forma :

$$B_{t_0} = T(t) \cdot X(x) \cdot Y(y)$$

unde T, respectiv X, respectiv Y sînt funcții numai de t, respectiv x, respectiv y.

Introducînd încercarea de soluție în ecuație se obține :

$$\frac{X''}{X} + \frac{Y''}{Y} - \sigma\mu \frac{T'}{T} = 0$$

din care rezultă egalitățile :

$$\frac{T'}{T} = -K^2; \quad \frac{X''}{X} = -\alpha^2; \quad \frac{Y''}{Y} = -\beta^2 \quad \text{și} \quad \sigma\mu K^2 = \alpha^2 + \beta^2. \tag{12}$$

Avînd în vedere că B_t este o funcție fără de x și y, soluțiile acestor ecuații le luăm de forma :

$$X=\cos\alpha x, \quad Y=\cos\beta y \quad \text{și} \quad T=c\cdot e^{-K^2 t}$$

pentru care soluția ecuației (11) este :

$$B_{t_0}=ce^{-K^2 t}\cos\alpha x\cos\beta y$$

Soluția ecuației (10) va fi :

$$B_t=\sum_i\sum_j U_{ij}(t)\cos\alpha_i x\cos\beta_i y$$

unde α_i și β_i satisfac relația :

$$\alpha_i^2+\beta_i^2=\sigma\mu K_{ij}^2 . \tag{13}$$

Presupunem că membrul drept al ecuației (10) poate fi descompus în serie de funcții proprii :

$$\sigma\mu\omega B_{0m}\cos\omega t=\sigma\mu\omega\, B_{0m}\cos\omega t\sum_i\sum_j A_{ij}\cos\alpha_i x\cos\beta_j y$$

Introducînd încercarea de soluție în ecuația (10) obținem ecuația diferențială a funcțiunii U_{ij} :

$$U'_{ij}+K_{ij}^2 U_{ij}+B_{0m}\omega A_{ij}\cos\omega t=0.$$

Soluția staționară, singura care interesează, a ecuației este :

$$U_{ij}=-\frac{B_{0m}\omega A_{ij}}{\sqrt{\omega^2+K_{ij}^4}}\sin(\omega t+\varphi_{ij}) \quad \text{unde} \quad \operatorname{tg}\varphi_{ij}=\frac{K_{ij}^2}{\omega}.$$

Inducția magnetică produsă de curenții turbionari va fi deci :

$$B_t=-\sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=1}^{\infty}\frac{B_{0m}\omega A_{ij}}{\sqrt{\omega^2+K_{ij}^4}}\cos\alpha_i x\cos\beta_j y\cdot\sin(\omega t+\varphi_{ij}). \tag{14}$$

Mărimile α_i și β_j se determină din condițiile ca pentru $x=\pm\frac{a}{2}$ și $y=\pm\frac{b}{2}$, B_t să fie nul, ceea ce este în acord cu condițiile de frontieră pe care trebuie să le satisfacă J_{tx} și J_{ty} (vezi 16) din ele rezultă că :

$$\alpha_i\frac{a}{2}=i\frac{\pi}{2} \quad \text{și} \quad \beta_j\frac{b}{2}=j\frac{\pi}{2}$$

sau

$$\alpha_i=i\frac{\pi}{a} \quad \text{și} \quad \beta_j=j\frac{\pi}{b} \tag{15}$$

unde i și j sînt șirul numerelor naturale impare. Din (13) determinăm expresia lui K_{ij} :

$$K_{ij}^2=\frac{1}{\sigma\mu}\left(i^2\frac{\pi^2}{a^2}+j^2\frac{\pi^2}{b^2}\right).$$

Densitățile de curent se calculează din relațiile :

$$J_{tx} = \frac{1}{\mu}\frac{\partial B_t}{\partial y} = -\sum_i \sum_j \frac{B_{0m}\omega A_{ij}}{\mu\sqrt{\omega^2+K_{ij}^4}}\beta_j \cos\alpha_i x \sin\beta_j y \sin(\omega t+\varphi_{ij})$$

$$J_{ty} = -\frac{1}{\mu}\frac{\partial B_t}{\partial x} = \sum_i \sum_j \frac{B_{0m}\omega A_{ij}}{\mu\sqrt{\omega^2+K_{ij}^4}}\alpha_i \sin\alpha_i x \cos\beta_j y \sin(\omega t+\varphi_{ij}). \qquad (15')$$

Se observă că expresiile obținute satisfac condițiile de frontieră.

$$J_{tx}\left(\pm\frac{a}{2}, y\right)=0; \quad J_{ty}\left(x, \pm\frac{b}{2}\right)=0. \qquad (16)$$

Coeficienții A_{ij} sînt factori ce înmulțesc termenii seriei Faurier a funcțiunii $f(x, y)=1$ pe dreptunghiul : $x=\pm\frac{a}{2}$ și $y=\pm\frac{b}{2}$.

Cum :

$$1 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \sum_{i=1}^{\infty} (-1)^{\frac{i-1}{2}} \cos\alpha_i x \frac{1}{i} \sum_{j=1}^{\infty} (-1)^{\frac{j-1}{2}} \frac{1}{j} \cos\beta_i y =$$

$$= \sum_i \sum_j \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 (-1)^{\frac{i-1}{2}} (-1)^{\frac{j-1}{2}} \frac{1}{ij} \cos\alpha_i x \cos\beta_j y$$

rezultă :

$$A_{ij} = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 (-1)^{\frac{i-1}{2}} (-1)^{\frac{j-1}{2}} \frac{1}{ij}. \qquad (17)$$

Cu expresiile determinate pentru J_{tx} și J_{ty} se calculează efectul Joule-Lentz dezvoltat în plăcuța generatorului :

$$P_t = 4d \cdot \int_0^{\frac{b}{2}} dy \int_0^{\frac{a}{2}} \frac{I_{ef}^2}{\sigma} dx.$$

O aproximare a puterii P_t se obține dacă ne limităm la primul termen din dezvoltarea seriei lui J_{tx} și J_{ty} .

În acest caz :

$$J_{tx} = -\frac{B_{0m}\omega\left(\frac{4}{\pi}\right)^2}{\mu\sqrt{\omega^2+K_{11}^4}}\beta_1 \cos\alpha_1 x \sin\beta_1 y \sin(\omega t+\varphi_{11})$$

și

$$J_{ty} = \frac{B_{0m}\omega\left(\frac{4}{\pi}\right)^2}{\mu\sqrt{\omega^2+K_{11}^4}}\alpha_1 \sin\alpha_1 x \cos\beta_1 y \sin(\omega t+\varphi_{11})$$

și deci valoarea efectivă a pătratului densității de curent este :

$$J_{tef}^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^4 \frac{B_{0m}^2 \omega^2 \beta^2}{2\mu^2(\omega^2 + K_{11}^4)} \cos^2 \alpha_1 x \sin^2 \beta_1 y + \left(\frac{4}{\pi}\right)^4 \frac{B_{0m}^2 \omega^2 \alpha_1^2}{2\mu^2(\omega^2 + K_{11}^4)} \sin^2 \alpha_1 x \cos^2 \beta_1 y.$$

Deoarece :

$$\int_0^{\frac{a}{2}} \cos^2 \alpha_1 x \, dn \cdot \int_0^{\frac{b}{2}} \sin^2 \beta_1 y \, dy = \int_0^{\frac{a}{2}} \sin^2 \alpha_1 x \, dx \int_0^{\frac{b}{2}} \cos^2 \beta_1 y \, dy = \frac{ab}{4^2} \cdot$$

Obținem expresia simplificată a efectului Joule-Lentz :

$$P_t = 4 \cdot d \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^4 \frac{B_{0m}^2 \omega^2}{2\mu^2(\omega^2 + K_{11}^4)\sigma} \cdot \frac{ab}{4^2} \left(\frac{\pi^2}{a^2} + \frac{\pi^2}{b^2}\right) =$$

$$= \frac{abd}{8} \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \frac{B_{0m}^2 \omega^2 \sigma}{\omega^2 \sigma^2 \mu^2 + \left[\frac{\pi^2}{a^2} + \frac{\pi^2}{b^2}\right]^2} \left[\frac{\pi^2}{a^2} + \frac{\pi^2}{b^2}\right].$$

Această valoare introdusă în (8) determină curentul de comandă maxim admisibil în plăcuța de dimensiuni date. Dacă plăcuța semiconductoare este cu contacte de curent pline (fig. 3), componentele densității de curent J_t satisfac ecuații diferențiale care sînt identice cu cele scrise la plăcuțe cu contacte punctiforme. Deci și în acest caz soluțiile sînt date de egalitățile (15′). Constantele α_i și β_j se determină însă din următoarele condiții la limită :

$$J_{ty}\left(x, \pm\frac{b}{2}\right) = J_{ty}\left(\pm\frac{a}{2}, y\right) = 0$$

iar

$$J_{tx}\left(\pm\frac{a}{2}, y\right) \neq 0 \quad \text{și} \quad J_{tx}\left(x, \pm\frac{b}{2}\right) \neq 0$$

adică :

$$\cos \beta_l \frac{b}{2} = 0 \quad \text{și} \quad \sin \alpha_l \frac{a}{2} = 0$$

ceea ce ne dă

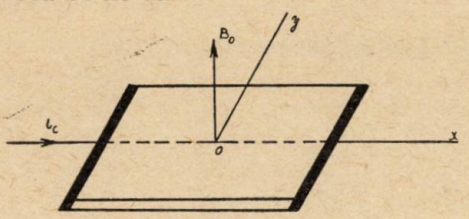


Fig. 3.

$$\beta_j = \frac{\pi}{b} j; \quad j = 1, 3, 5 \ldots$$

$$\alpha_i = 2\frac{\pi}{a} i; \quad i = 1, 2, 3 \ldots$$

$$K_{ij}^2 = \frac{1}{\sigma\mu}\left[4\frac{\pi^2}{a^2} i^2 + \frac{\pi^2}{b^2} j^2\right].$$

Dacă ne limităm la primul termen din seriile componentelor J_{tx} și J_{ty}, printr-un calcul analog cu precedentul, obținem următoarea expresie a puterii dezvoltate de curenții turbionari:

$$P_t = \frac{abd}{8}\left(\frac{4}{\pi}\right)^4 \frac{B_{0m}^2\,\omega^2\sigma}{\omega^2\sigma^2\mu^2 + \left[4\frac{\pi^2}{a^2} + \frac{\pi^2}{b^2}\right]^2}\left[4\cdot\frac{\pi^2}{a^2} + \frac{\pi^2}{b^2}\right]$$

care va fi folosită în (8) pentru determinarea curentului de comandă admisibil.

CONCLUZII

În fenomene cuazistaționare și pentru plăcuțe semiconductoare cu contacte de curent punctiforme, curenții turbionari nu influențează expresia tensiunii Hall. Prezența lor limitează însă valoarea admisibilă a curentului de comandă datorită căldurii pe care o dezvoltă. Există o valoare limită a produsului între frecvență și amplitudinea cîmpului de comandă pînă la care generatorul poate funcționa în condiții bune.

BIBLIOGRAFIE

1. Kuhrt F., Lippman H. S. und Wiehl K., Uber das Frequenzverhalten von Hall-Generatoren. A.E.Ü., 1959, Bd. 13, S. 341.
2. Сунь Су-фо, Измерение мощности посредством полупроводниковых приборов, Госэнергоиздат 1958.
3. В. П. Жузе, Технические приченение эффекта холла полупроводники в науке и технике 1957.
4. Dr. W. Hartel, Proprietes et applications du generateur Hall. A.I.M., Nr. 1, 1961.
5. А. П. Гульденбальк, Применение эффекта холла при исследовании электроахнитных процессов в электрических цепях узвест, выш. учеб. завод, Электромеханика № 5 1959.
6. В. Н. Богомолов, Устройства с датчиками холла и датчиками магнитосопротивление, Госэнергоиздат 1961 p. 56.
7. Tarnayné Bartfay Eva, Tarnay Katalin, Generatorul Hall și aplicațiile sale în tehnica măsurării și reglării. Meres es Automatika, 1961, Nr. 8—9.

ВЛИЯНИЕ ВИХРЕВЫХ ТОКОВ НА ПОВЕДЕНИЕ ГЕНЕРАТОРА ХОЛЛА

(РЕЗЮМЕ)

В работе показывается что напряжение генератора Холла с точечным контактом, в случае квазистационарных явлений, не подвергается влиянию присутствия вихревых токов. Эти токи имеют большое влияние на допустимое значение управляющего тока, благодаря развиваемому ими эффекту Жоуль-Ленца. Расчитывается производимая теплота для

случая когда полупроводниковая пластинка бесконечна и для случая когда ее размеры конечны. Определяется максимально допустимое значение управляющего тока.

L'INFLUENCE DES COURANTS TOURBIONNAIRES SUR LA COMPORTAMENT DU GÉNÉRATEUR HALL

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on montre que la tenssion d'un générateur Hall avec des contacts ponctuels, dans les phénomènes quasi-stationnaires, n'est pas influencée par la présence des courants tourbionnaires.

Ces courants ont une grande influence sur la valeur admissible du courant de commande, par l'effet Joule-Lentz qu'il produit. On calcule lachaleure qu'apparaît dans le cas d'une plaque semi-conducteur infinie et dans le cas de la plaque avec de dimmenssions finies et on détermine la valeure maximum-admissible du courant de commande.

INFLUENȚA POZIȚIEI RELATIVE A ÎNFĂȘURĂRILOR STATORICE ASUPRA VALORII GRADULUI DE ASIMETRIE AL MAȘINII DE INDUCȚIE TRI-MONOFAZATĂ *

DE

I. NOVAC

INTRODUCERE

În cadrul studiului mașinii de inducție tri-monofazate [1] s-a demonstrat faptul că, din punct de vedere al valorii gradului de asimetrie cu care lucrează mașina, este favorabilă soluția plasării înfășurărilor statorice în crestături separate.

Analizînd expresia gradului de asimetrie care caracterizează funcționarea mașinii, rezultă că valoarea acestuia variază într-un mod oarecare la modificarea unghiului de decalaj dintre cele două înfășurări statorice.

Prezenta lucrare are drept scop de a urmări măsura în care mărimea unghiului de decalaj influențează valoarea gradului de asimetrie, respectiv de a trage concluzii privind modul de execuție optim, sub acest aspect, al mașinii.

STUDIUL DEPENDENȚEI VALORII GRADULUI DE ASIMETRIE AL MAȘINII DE DECALAJUL DINTRE ÎNFĂȘURĂRILE STATORICE

Expresia gradului de asimetrie al mașinii, în condițiile alimentării sale pe partea primară cu un sistem simetric de tensiuni, este [2]:

$$\bar{\xi} = \frac{\bar{Z}_{b''} \cdot \bar{Z}_{c'}}{\bar{Z}_{e''}\left(\frac{\bar{Z}_{b'} \cdot \bar{Z}_{c'}}{\bar{Z}_{e'}} + \bar{Z}_{d'} + \bar{Z}_{d''} + \bar{Z}'_s\right)} \cdot e^{j\frac{\pi}{3}}, \qquad (1)$$

unde $\bar{Z}'_s$ reprezintă impedanța de sarcină din circuitul secundar, iar $\bar{Z}_{b'}$, $\bar{Z}_{c'}$, $\bar{Z}_{d'}$, $\bar{Z}_{e'}$, respectiv $\bar{Z}_{b''}$, $\bar{Z}_{c''}$, $\bar{Z}_{d''}$, $\bar{Z}_{e''}$ sînt niște impedanțe de calcul ce depind de parametrii mașinii, corespunzînd succesiunii directe respectiv inverse.

---

* Rezultatele au fost comunicate la sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T., la data de 17 mai 1964.

Impedanțele de calcul pentru succesiunea directă se exprimă sub forma :

$$\left.\begin{aligned}
\bar{Z}_b' &= (jX_{12}' - jX_{23}')\,\bar{b}' + \frac{(\bar{Z}_m \cdot e^{j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}')\,(\bar{Z}_{3'}' + jX_{23}')}{\bar{Z}_m + jX_{13}' + \bar{Z}_{3'}' + jX_{23}'}, \\
\bar{Z}_{c'} &= (jX_{12}' - jX_{23}')\cdot\bar{b}'' + \frac{(\bar{Z}_m \cdot e^{-j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}'')\,(\bar{Z}_{3'}' + jX_{23}')}{\bar{Z}_m + jX_{13}' + \bar{Z}_{3'}' + jX_{23}'}, \\
\bar{Z}_{d'} &= \bar{Z}_2' + \bar{Z}_m + jX_{12}' + jX_{23}' - \bar{C}' \cdot \bar{Z}_{b'} - \frac{(\bar{Z}_m \cdot e^{j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}')(\bar{Z}_m \cdot e^{-j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}'')}{\bar{Z}_m + jX_{13}' + \bar{Z}_{3'}' + jX_{23}'} \\
\bar{Z}_{e'} &= \bar{Z}_1 + jX_{12}' + \frac{(\bar{Z}_m + jX_{13}')\cdot(\bar{Z}_{3'}' + jX_{23}')}{\bar{Z}_m + jX_{13}' + \bar{Z}_{3'}' + jX_{23}'},
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

unde prin X_{12}', X_{13}' și X_{23}' s-au notat reactanțele de dublă dispersie. Impedanțele de calcul pentru succesiunea inversă au aceeași formă, cu deosebirea că $\bar{b}'$ se înlocuiește cu $\bar{b}''$, α cu $-\alpha$ și invers, respectiv $\bar{Z}_{3'}'$ cu $\bar{Z}_{3''}'$.

Fazorii $\bar{b}'$ și $\bar{b}''$, care intervin în expresiile impedanțelor de calcul, au expresiile :

$$\bar{b}' = 1 + a\cdot\frac{3\alpha}{\pi}, \quad \bar{b}'' = 1 + a^2\cdot\frac{3\alpha}{\pi}. \quad (3)$$

a) **Stabilirea variației mărimilor $Z_{b'}$, $Z_{c'}$, $Z_{b''}$, $Z_{c''}$ în funcție de α**

La neglijarea primului termen din expresia impedanțelor $\bar{Z}_{b'}$, $\bar{Z}_{c'}$, $\bar{Z}_{b''}$ și $\bar{Z}_{c''}$, ceea ce se poate face în primă aproximație avînd în vedere valoarea foarte redusă a reactanțelor de dublă dispersie, se observă că există egalitățile $Z_{b'} = Z_{c'}$ și $Z_{b''} = Z_{c''}$ dacă

$$\bar{Z}_m \cdot e^{j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}' = \bar{Z}_m \cdot e^{-j\alpha} + jX_{23}'\bar{b}''. \quad (4)$$

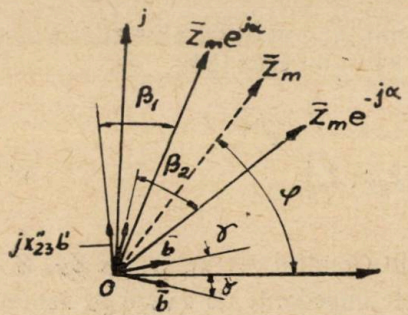


Fig. 1. Reprezentarea în planul complex al fazorilor $\bar{Z}_m e^{-j\alpha}$, $\bar{Z}_m e^{-j\alpha}$, $jX_{23}'\bar{b}'$, și $jX_{23}\bar{b}''$.

Această condiție este satisfăcută dacă (vezi și figura 1):

$$b' = b'', \quad \beta_1 = \beta_2, \quad (5)$$

unde (fig. 1):

$$\left.\begin{aligned}
\beta_1 &= \frac{\pi}{2} - \varphi - (\alpha - \gamma), \\
\beta_2 &= \frac{\pi}{2} - \varphi + (\alpha - \gamma).
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Ținînd seama de variațiile mărimilor b', b'' (fig. 2) și α—γ (fig. 3)

cu α, rezultă că relațiile (5) sînt satisfăcute simultan pentru două valori diferite ale lui α determinate prin relațiile :

$$\left.\begin{aligned}\alpha_1 &= \frac{\pi}{6} - \Delta\alpha,\\ \alpha_2 &= \frac{\pi}{6} + \Delta\alpha.\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Cu alte cuvinte, la neglijarea primului termen din expresia impedanțelor de calcul $\overline{Z}_{b'}$, $\overline{Z}_{c'}$, $\overline{Z}_{b''}$, $\overline{Z}_{c''}$, rezultă egalitățile :

$$\left.\begin{aligned}Z_{b'}\left(\frac{\pi}{6} \mp \Delta\alpha\right) &= Z_{c'}\left(\frac{\pi}{6} \pm \Delta\alpha\right),\\ Z_{b''}\left(\frac{\pi}{6} \mp \Delta\alpha\right) &= Z_{c''}\left(\frac{\pi}{6} \pm \Delta\alpha\right).\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Cu această observație, este suficient a se urmări variația uneia singure dintre aceste mărimi cu α, variațiile celorlalte deducîndu-se în baza relațiilor (8).

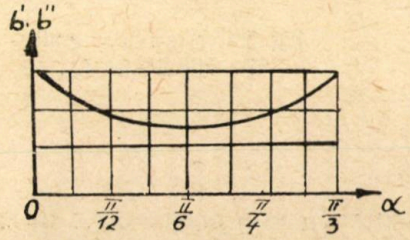


Fig. 2. Curbele de variație $b'=f(\alpha)$ și $b''=f(\alpha)$.

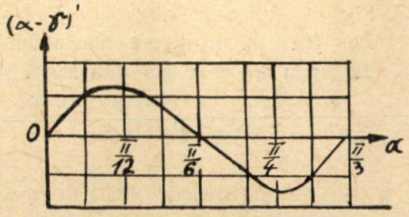


Fig. 3. Curba $(\alpha-\gamma)=f(\alpha)$.

Considerînd în acest sens mărimea $Z_{b'}$, este evident că la modificarea unghiului α variază : a) valoarea fazorului $jX'_{23}\,\overline{b}'$ și b) valoarea unghiului β_1 [relațiile (3) și (6)].

Dacă se neglijează variația unghiului β_1, rezultă (conform fig. 1 și 2) că variația lui $Z_{b'}$ este simetrică în raport cu valoarea $\alpha=\pi/6$, pentru care obține un minim, alura curbei de variație fiind analoagă curbei de variație a lui b' cu α.

Dacă se ține seama și de modificările care intervin în ceea ce privește unghiul β_1 [relația (6) și figura 3], rezultă că

$$Z_{b'}\left(\frac{\pi}{6} - \Delta\alpha\right) > Z_{b'}\left(\frac{\pi}{6} + \Delta\alpha\right). \tag{9}$$

Cu acestea se poate trasa alura curbei de variație $Z_{b'}=f(\alpha)$, care la altă scară reprezintă și curba $Z_{c''}=f(\alpha)$ — curba trasată plin în figura 4. În

baza relațiilor (8) rezultă și curbele $Z_{c'}=f(\alpha)$ și $Z_{b''}=f(\alpha)$ — curba trasată punctat în figura 4.

Pentru a se obține variația riguroasă a acestor mărimi în funcție de α, se impune însă a se ține seama și de primul termen din relațiile ce definesc fazorii $\bar{Z}_{b'}$, $\bar{Z}_{c'}$, $\bar{Z}_{b''}$, $\bar{Z}_{c''}$.

La valori ale lui α apropiate de zero sau de $\pi/3$, reactanța de dublă dispersie X'_{12} are o valoare apropiată de reactanța X'_{23}; pentru valori ale

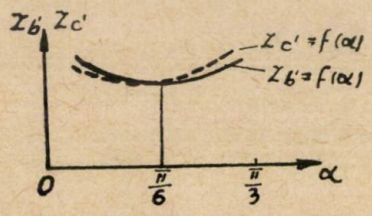


Fig. 4. Alura curbelor $Z_{b'}=f(\alpha)$ și $Z_{c'}=f(\alpha)$, la neglijarea reactanțelor de dublă dispersie (la altă scară și a curbelor $Z_{c''}=f(\alpha)$, respectiv $Z_{b''}=f(\alpha)$).

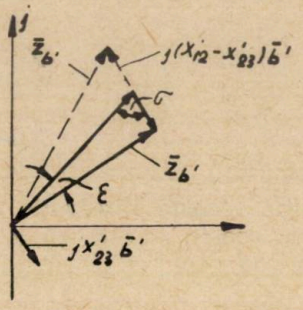


Fig. 5. Reprezentarea grafică a impedanței $\bar{Z}_{b'}$.

lui α mai depărtate de zero și $\pi/3$, reactanța X'_{12} este practic zero. În acest domeniu deci, impedanța $\bar{Z}_{b'}$ de exemplu este rezultanta fazorilor — $jX'_{23}\bar{b}$ și $(\bar{Z}_m e^{j\alpha}+jX'_{23}\bar{b}')\cdot\bar{k}$; pentru α apropiat de zero, pentru care $X'_{12}-X'_{23}>0$, $\bar{Z}_{b'}$ obține valori mai mari (fig. 5 — situația reprezentată punctat), avînd în vedere și faptul că $\sigma'>\pi/2$.

Pentru domeniul $\alpha_1\cong\pi/12<\alpha<\alpha_2\cong\pi/4$, modulul impedanței $\bar{Z}_{b'}$ variază în special în funcție de unghiul

$$\sigma'=\frac{\pi}{2}-(\alpha-\gamma), \tag{10}$$

variațiile modulilor fazorilor componenți în funcție de α fiind foarte mici. Cum în domeniul respectiv σ' crește cu α (vezi și fig. 3), rezultă (în intervalul $\pi/12<\alpha<\pi/4$) o continuă creștere a lui $Z_{b'}$ cu α. Rezultă alura curbei exacte de variație a lui $Z_{b'}$ (fig. 6). Căderile bruște ale lui $Z_{b'}$ se explică prin variația rapidă cu α, în domeniile respective, ale reactanței X'_{12}.

Raționînd analog, rezultă variația $Z_{c''}=f(\alpha)$, asemănătoare cu cea a lui $Z_{b'}$ (fig. 7 — maximul relativ care intervine la $\alpha=\pi/6$ se datorește modulului mult mai redus al fazorului component principal, ceea ce atrage după

sine o dependență mai importantă a modulului rezultantei de modulii fazorilor componenți).

Folosind relațiile (8), care rămîn valabile, rezultă și variația lui Z_c, și $Z_{b''}$ cu α (curbele punctate în figurile 6 și 7).

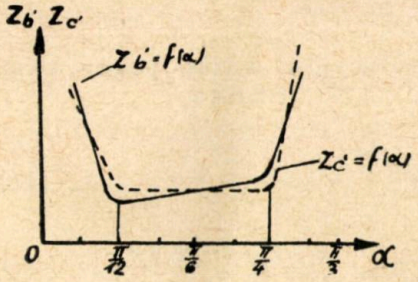


Fig. 6. Alura curbelor $Z_{b'}=f(\alpha)$ și $Z_{c'}=f(\alpha)$.

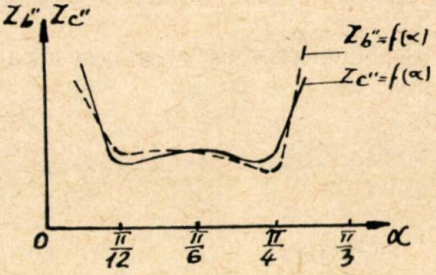


Fig. 7. Alura curbelor $Z_{b''}=f(\alpha)$ și $Z_{c''}=f(\alpha)$.

b) **Stabilirea variației numitorului expresiei gradului de asimetrie cu α**

Prin calcule simple rezultă că între fazorii $\bar{b}_1'$ și $\bar{b}_1''$, corespunzători unui unghi $\alpha=\alpha_1$ și fazorii $\bar{b}_2'$ și $\bar{b}_2''$, corespunzători unghiului $\alpha_2=\pi/3-\alpha_1$, există relațiile :

$$\bar{b}_2'=\bar{b}_1''\cdot e^{j\frac{\pi}{3}}, \quad \bar{b}_2''=\bar{b}_1'\cdot e^{-j\frac{\pi}{3}}. \tag{10}$$

Ca urmare

$$\left.\begin{aligned} \bar{Z}_{b_2'}&=\bar{Z}_{c_1'}\cdot e^{j\frac{\pi}{3}}, \\ \bar{Z}_{c_2'}&=\bar{Z}_{b_1'}\cdot e^{-j\frac{\pi}{3}}, \end{aligned}\right| \qquad \left.\begin{aligned} \bar{Z}_{b_2''}&=\bar{Z}_{c_1''}\cdot e^{-j\frac{\pi}{3}}, \\ \bar{Z}_{c_2''}&=\bar{Z}_{b_1''}\cdot e^{j\frac{\pi}{3}}, \end{aligned}\right| \tag{11}$$

și deci

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\bar{Z}_{b_2'}\cdot\bar{Z}_{c_2'}}{\bar{Z}_{e'}}=\frac{\bar{Z}_{b_1'}\cdot\bar{Z}_{c_1'}}{\bar{Z}_e}, \quad \frac{\bar{Z}_{b_2''}\cdot\bar{Z}_{c_2''}}{\bar{Z}_{e''}}=\frac{\bar{Z}_{b_1''}\cdot\bar{Z}_{c_1''}}{\bar{Z}_{e''}}, \\ &(\bar{Z}_m e^{j\alpha_2}+jX_{23}'\bar{b}_2')(\bar{Z}_m e^{-j\alpha_2}+jX_{23}'\bar{b}_2'')=(\bar{Z}_m e^{-j\alpha_1}+jX_{23}'\bar{b}_1'')(\bar{Z}_m e^{j\alpha_1}+jX_{23}'\bar{b}_1') \end{aligned}\right| \tag{12}$$

În baza relațiilor (12), conform expresiilor impedanțelor $\bar{Z}_{d'}$ și $\bar{Z}_{d''}$ (relația (2)), rezultă că

$$\bar{Z}_{d_2'}=\bar{Z}_{d_1'}, \quad \bar{Z}_{d_2''}=\bar{Z}_{d_1''}. \tag{13}$$

Relațiile (12) și (13) conduc la concluzia că numitorul expresiei gradului de asimetrie este același, atît ca fază cît și ca mărime, pentru două valori ale lui α egal depărtate de $\alpha=\pi/6$. În domeniul $\pi/12<\alpha<\pi/4$, produsul $Z_{b'}\cdot Z_{c'}$ fiind practic constant (fig. 6) — și se poate demonstra că și argumen-

tul produsului $\overline{Z}_{b'} \cdot \overline{Z}_{c'}$ prezintă variații foarte mici — rezultă și concluzia că în acest domeniu numitorul lui $\overline{\xi}$ se poate considera același, independent de valoarea unghiului α.

c) Stabilirea variației ξ în funcție de α

Numitorul expresiei gradului de asimetrie fiind același pentru $\alpha=\alpha_1$ și $\alpha=\alpha_2=\pi/3-\alpha_1$, ținînd seama și de relațiile (11), rezultă :

$$\frac{\overline{\xi}_2}{\overline{\xi}_1} = \frac{\overline{Z}_{b_1'} \cdot \overline{Z}_{c_1'}}{\overline{Z}_{b_1''} \cdot \overline{Z}_{c_1''}} \cdot e^{-j\frac{2\pi}{3}} \qquad (14)$$

Observînd modul în care variază rapoartele $Z_{b'}/Z_{c'}$ și $Z_{b''}/Z_{c''}$ în diferitele domenii de variație ale lui α (fig. 6 și 7), rezultă alura curbei de variație a modulului gradului de asimetrie cu modificarea unghiului α (fig. 8). Se observă că, datorită variației bruște a reactanței de dublă dispersie X'_{12} la variații ale unghiului α în apropierea de valorile zero și $\pi/3$, spre limitele de variație ale lui α, valoarea lui $\overline{\xi}$ se modifică rapid cu α. Faptul că curba $\xi=f(\alpha)$ nu este simetrică în raport cu axa corespunzătoare lui $\alpha=\pi/6$ se explică prin aceea că impedanțele de calcul sînt rezultante ale unor fazoni a căror argument este diferit la $+\alpha$ și $-\alpha$. Situația este asemănătoare cu aceea de la regulatorul de inducție, la care, prin defazarea în sensuri opuse ale rotorului cu același unghi spațial ϑ, rezultă situații diferite în ceea ce privește curenții absorbiți.

Pe un interval de variație larg al unghiului α, variația lui ξ este extrem de redusă (intervalul $\pi/12<\alpha<\pi/4$). Acest lucru este absolut normal, dat fiind că reactanțele de dublă dispersie prin care se introduc aceste diferențe au valori foarte mici, chiar în comparație cu impedanțele proprii ale înfășurărilor.

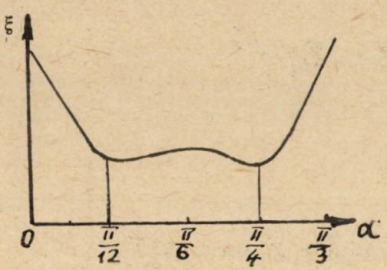


Fig. 8. Alura curbei $\xi=f(\alpha)$.

Toate rezultatele analitice sînt confirmate de rezultatele numerice obținute pentru o mașină de inducție tri-monofazată de sudare de 20 kVA (anexă de calcul). Ele arată că chiar și la $\alpha<\pi/12$, respectiv $\alpha>\pi/4$, dar diferit de zero, valoarea gradului de asimetrie nu diferă mult de aceea practic constantă din intervalul $\pi/12<\alpha<\pi/4$.

Rezultatele studiului teoretic au fost verificate și experimental. La o mașină de inducție tri-monofazată de sudare, la scurtcircuit, s-a obținut $\xi=0{,}31$ respectiv $\xi=0{,}24$ pentru $\alpha=0$ și $\alpha=7°30'$; valorile lui $\overline{\xi}$ determinate prin calcul pentru situația de scurtcircuit și aceea de la sarcina nominală, coincid practic cu cele determinate experimental pentru mașina de 20 kVA executată cu $\alpha=7°30'$.

CONCLUZII

În baza rezultatelor studiului influenței decalajului α asupra valorii gradului de asimetrie, urmează ca mașinile de inducție tri-monofazate, pentru care nu se iau măsuri suplimentare de simetrizare totală, să se dimensioneze cu un unghi $\alpha \neq 0$, de preferat în jurul valorii $\alpha = \pi/12$.

ANEXĂ DE CALCUL

Mașina de inducție tri-monofazată, executată în scopul sudării cu arc electric, de putere 18 750 VA, se caracterizează prin următorii parametri:

$$X'_{12} = 0{,}093\,\Omega,\quad X'_{13} = X'_{23} = 0{,}045\,\Omega,\quad \bar{Z}_1 = 1{,}2159 \cdot e^{j\,71°37'30''},$$

$$\bar{Z}'_2 = 1{,}280125 \cdot e^{j\,75°37'28''},\quad \bar{Z}'_{3'} = 5{,}347321 \cdot e^{j\,9°1'},\quad \bar{Z}'_{3''} = 0{,}842388 \cdot e^{j\,84°9'},$$

$$\bar{Z}_m = 47 \cdot e^{j\,72°20'};\quad \alpha = 7°30',\quad s_n = 0{,}032.$$

Determinînd, pentru acești parametri și la diferite valori ale unghiului α, valorile exacte ale impedanțelor de calcul $\bar{Z}_{b'}$, $\bar{Z}_{c'}$, ..., respectiv gradul de asimetrie cu care lucrează mașina, s-au obținut rezultatele înscrise în tabela 1.

Tabela 1

	$\bar{Z}_{b'}$	$\bar{Z}_{c'}$	$\bar{Z}_{e'}$
7°30′	$5{,}0783718 \cdot e^{j\,22°56'54''}$	$5{,}0770174 \cdot e^{j\,7°57'23''}$	$5{,}8622204 \cdot e^{j\,25°52'44''}$
15°	$5{,}0552875 \cdot e^{j\,29°32'50''}$	$5{,}0567452 \cdot e^{-j\,27'19''}$	$5{,}8222301 \cdot e^{j\,25°3'19''}$
30°	$5{,}0556248 \cdot e^{j\,44°33'46''}$	$5{,}0556248 \cdot e^{-j\,15°26'14''}$	$5{,}8222301 \cdot e^{j\,25°3'19''}$
45°	$5{,}0567452 \cdot e^{j\,59°32'41''}$	$5{,}0552875 \cdot e^{-j\,30°27'10''}$	$5{,}8222301 \cdot e^{j\,25°3'19''}$
52°30′	$5{,}0770174 \cdot e^{j\,67°57'23''}$	$5{,}0783718 \cdot e^{-j\,37°3'6''}$	$5{,}8622204 \cdot e^{j\,25°52'44''}$
	$\bar{Z}_{d'}$	$\bar{Z}_{b''}$	$\bar{Z}_{c''}$
7°30′	$0{,}813765 + j\,2{,}251001$	$0{,}91322810 \cdot e^{j\,77°2'1''}$	$0{,}91336620 \cdot e^{j\,91°56'42''}$
15°	$0{,}831580 + j\,2{,}295037$	$0{,}83075657 \cdot e^{j\,68°53'14''}$	$0{,}83060109 \cdot e^{j\,98°59'42''}$
30°	$0{,}831331 + j\,2{,}295363$	$0{,}83222657 \cdot e^{j\,53°57'2''}$	$0{,}83222567 \cdot e^{j\,113°57'2''}$
45°	$0{,}831580 + j\,2{,}295037$	$0{,}83060109 \cdot e^{j\,38°59'42''}$	$0{,}83075657 \cdot e^{j\,128°53'14''}$
52°30′	$0{,}813765 + j\,2{,}251001$	$0{,}91336620 \cdot e^{j\,31°56'42''}$	$0{,}91322810 \cdot e^{j\,137°2'1''}$

	$\bar{Z}_{e''}$	$\bar{Z}_{d''}$	$\bar{\xi}_n$
7°30′	$2{,}1657708 \cdot e^{j\ 77°31'45''}$	$0{,}413992 + j\ 1{,}772133$	$0{,}13063430 \cdot e^{j\ 41°39'46''}$
15°	$2{,}0750646 \cdot e^{j\ 76°58'28''}$	$0{,}410736 + j\ 1{,}828043$	$0{,}12335432 \cdot e^{j\ 25'28''}$
30°	$2{,}0750646 \cdot e^{j\ 76°58'28''}$	$0{,}411223 + j\ 1{,}829756$	$0{,}12354127 \cdot e^{-j\ 4°27'57''}$
45°	$2{,}0750646 \cdot e^{j\ 76°58'28''}$	$0{,}410736 + j\ 1{,}828043$	$0{,}12329568 \cdot e^{-j\ 34°25'23''}$
52°30′	$2{,}1657708 \cdot e^{j\ 77°31'45''}$	$0{,}413992 + j\ 1{,}772133$	$0{,}13068900 \cdot e^{-j\ 48°26'2''}$

Pentru impedanța de sarcină s-a considerat valoarea corespunzătoare curentului nominal de sudare de 250 A, anume $\bar{Z}_{s'} = 9{,}13 + j\,2{,}76$

BIBLIOGRAFIE

1. T. Dordea, A. Semlyen, O. Centea, I. Novac, V. Mikloși, B. Oprendeck, Mașina asincronă convertizoare din tri- în monofazat. Studii și Cercetări științifice, Acad. R.P.R., Baza Timișoara, Tom. IV, 1957, nr. 3—4.
2. T. Dordea, V. Chioreanu, Gh. Atanasiu, I. Șora, Simetrizarea convertizorului tri-monofazat prin cuplaj transformatoric, Buletinul științific și Tehnic, I.P.T., Tom. 3 (17) — 1958.

ВЛИЯНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ СТАТОРНЫХ ОБМОТОК НА ЗНАЧЕНИЕ СТЕПЕНИ АССИМЕТРИИ ИНДУКЦИОННОЙ ТРЕХОДНОФАЗНОЙ МАШИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируется влияние положения монофазной обмотки по отношению к трехфазной обмотке, на степень ассиметрии машины. Устанавливается выражение степени ассиметрии и рассматривается ее изменение в зависимости от угла сдвига обеих обмоток. Получается оптимальное значение сдвига, которое должно стоять в основе проектирования машины.

DER EINFLUSS DER RELATIVEN POSITION DER STATORENWICKLUNGEN AUF DEN ASYMMETRIEGRAD DER DREI-EINPHASIGEN INDUKTIONSMASCHINE

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit untersucht man den Einfluss auf den Asymmetriegrad der Maschine der Position der Einphasenwicklung gegenüber der Dreiphasenwicklung. Man bestimmt den Ausdruck des Asymmetriegrades und verfolgt dessen Änderung in Bezug auf den Phasenwinkel der beiden Wicklungen. Es ergibt nicht einen optimalen Wert der Verschiebung, die zum Grund einer Projektierung gelegt werden muss.

PRINCIPII DE PROGRAMARE A CALCULATOARELOR ELECTRONICE NUMERICE IN VEDEREA STABILIRII INDICILOR DE CONTROL LA INCERCĂRILE DE SERIE ALE MAȘINILOR DE INDUCȚIE *

DE

B. OPRENDECK, D. FARCAȘ

Fiecare mașină de inducție este supusă încercărilor de serie. În cadrul acestora se efectuează și proba de mers în gol și proba de mers în scurt-circuit, măsurîndu-se U_0, I_0, P_0 și U_k, I_k, P_k. Scopul acestor probe este de a stabili cu ajutorul celor 6 mărimi măsurate, dacă parametrii nominali (încălzirea θ, randamentul η, factorul de putere $\cos\varphi$, curentul relativ de pornire k_{Ip}, cuplul relativ de pornire k_{Mp} și supraîncărcabilitatea λ) se încadrează în cîmpul de toleranțe admis [1]. În acest sens cele șase mărimi măsurate la încercările de serie se grupează în criterii, care trebuie să reprezinte variabilele aleatorii corelate maximal cu parametrii nominali. Avînd criteriile stabilite trebuie verificat gradul de corelație și apoi stabilită legătura stohastică între criteriu și parametru. Fiind date prin norme valorile limită admise pentru parametrii nominali și cunoscînd legătura stohastică, între parametru și criteriu se determină cu probabilitate maximă valorile limită ce se pot admite pentru criteriile controlului de serie — scopul final al lucrării [1].

A. PROGRAMUL GENERAL AL OPERAȚIILOR DE EFECTUAT

În vederea satisfacerii problemelor de bază enunțate mai sus trebuiesc efectuate următoarele operații concrete. Se pleacă de la datele inițiale, ce se prezintă sub forma unei matrici dreptunghiulare nesimetrice, conform

$$A=[A_{i\xi}] \tag{1}$$

unde : i este numărul de ordine al motorului ;

ξ — corespunde mărimilor de cauză (θ, η, k_{Ip}, k_{Mp}, $\cos\varphi$, I_{0N}, P_{0N}, I_{kN}, P_{kN}).

---

* Lucrarea prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Deci în esenţă datele iniţiale se prezintă sub forma unei matrici cu 10 coloane şi cu atîtea linii cîte se cunosc sau intră în memoria calculatorului.

$$A=[A_{i\xi}]=\begin{bmatrix} \theta_1 & \eta_1 & k_{Ip1} & k_{Mp1}\cos\varphi_1 & \lambda_1 & I_{01} & P_{01} & I_{k1} & P_{k1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \theta_n & \eta_n & k_{Ipn} & k_{Mpn}\cos\varphi_n & \lambda_n & I_{0n} & P_{0n} & I_{kn} & P_{kn} \end{bmatrix}.$$

De asemenea se cunosc valorile limită a parametrilor nominali, care apar sub forma unei matrici linie.

$$L_p=[L_{p\xi}]=[L_\theta \quad L_\eta \quad L_{kIp} \quad L_{kMp} \quad L_{\cos\varphi} \quad L_\lambda]. \tag{3}$$

Tot ca valori iniţiale se dă a treia matrice linie, care reprezintă unele caracteristici ale motorului

$$B=[U_N \quad U_{kN} \quad I_N \quad r_{1f} \quad \text{conex}]. \tag{4}$$

Expresiile criteriilor apar ca funcţii date, a căror grad de corelaţie cu parametrii trebuie verificat. Astfel se dă matricea funcţională

$$[C_\xi]=[C_\theta \quad C_\eta \quad C_{kIp} \quad C_{kMp} \quad C_\varphi \quad C_\lambda] \tag{5}$$

unde

$$C_{\theta i}=C_{\eta i}=P_{0Ni}+\left(\frac{I_N}{I_{kNi}}\right)^2 P_{kNi} \tag{6}$$

$$C_{kMpi}=P_{kNi}-\frac{\sqrt{3}}{\alpha} r_{1f} I_{kNi}^2 \tag{7}$$

$$C_{\varphi i}=C_{\lambda i}=\frac{I_{kNi}}{I_{0Ni}} \tag{8}$$

unde

$$\alpha_\Delta=\sqrt{3}; \quad \alpha_Y=\frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Pe baza acestor date iniţiale se verifică gradul de corelaţie şi se stabileşte limitele admisibile pentru criteriu. În vederea satisfacerii acestor cerinţe, trebuiesc făcute o serie de operaţii intermediare de determinare a unor parametrii statistici [2]. În cadrul lucrării se face o formulare matricială acestor operaţii, foarte adecvată pentru elaborarea unei programări la un calculator cifric.

În primul rînd trebuiesc calculate, în ipoteza unei funcţii de repartiţie normale, valorile cele mai probabile ale mărimilor, respectiv trebuie calculată o matrice linie ce rezultă din produsul matricial:

$$M=[M_\xi]=\frac{1}{n}[I_{1\xi}]\cdot[A_{i\xi}] \tag{9}$$

unde fiecare element al matricei M are expresia cunoscută:

$$M_\xi=\frac{\sum_{i=1}^{n} A_{i\xi}}{n}. \tag{10}$$

Valoarea dispersiei medii pătratice se calculează conform relației clasice:

$$\sigma_\xi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (M_\xi - A_{i\xi})^2}{n-1}}. \tag{11}$$

Avînd aceste date calculate se elimină variabilele aleatoare care nu respectă condiția

$$M_\xi - 3\sigma_\xi \leqslant A_{i\xi} \leqslant M_\xi + 3\sigma_\xi \tag{12}$$

și se reface calculul conform (10) și (11) și se memorează matricea caracteristicilor statistice.

$$[D_{j\xi}] = \begin{bmatrix} M_\vartheta & M_\eta & M_{kIp} & M_{kMp} & M_{\cos\varphi} & M_\lambda \\ \sigma_\vartheta & \sigma_\eta & \sigma_{kIp} & \sigma_{kMp} & \sigma_{\cos\varphi} & \sigma_\lambda \end{bmatrix}; \quad (j=1,2) \tag{13}$$

Se trece apoi la calculul criteriilor conform relațiilor (6), (7) și (8), rezultatele fiind reținute sub forma unei matrice dreptunghiulare nesimetrice.

$$C = [C_{i\xi}] = \begin{bmatrix} C_{\vartheta_1} & C_{\eta_1} & C_{kIp_1} & C_{kMp_1} & C_{\varphi_1} & C_{\lambda_1} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_{\vartheta_n} & C_{\eta_n} & C_{kIp_n} & C_{kMp_n} & C_{\varphi_n} & C_{\lambda_n} \end{bmatrix}. \tag{14}$$

Se calculează după relațiile (9)—(12) parametrii statistici completîndu-se matricea (13). Astfel final se obține matricea compusă:

$$D = D_j = \begin{bmatrix} M_\vartheta & M_\eta & M_{kIp} & M_{kMp} & M_{\cos\varphi} & M_\lambda \\ \sigma_\vartheta & \sigma_\eta & \sigma_{kIp} & \sigma_{kMp} & \sigma_{\cos\varphi} & \sigma_\lambda \\ M_{C_\vartheta} & M_{C_\eta} & M_{C_{kIp}} & M_{C_{kMp}} & M_{C_\varphi} & M_{C_\lambda} \\ \sigma_{C_\vartheta} & \sigma_{C_\eta} & \sigma_{C_{kIp}} & \sigma_{C_{kMp}} & \sigma_{C_\varphi} & \sigma_{C_\lambda} \end{bmatrix}; \quad (j=1,2,3,4) \tag{15}$$

Pe baza matricelor A_i, C_i și D_j se poate trece la verificarea gradului de corelație r_ξ pentru fiecare parametru conform formulei lui Pearson:

$$r_\xi = \frac{\sum_{i=1}^{n} (X_\xi - x_{i\xi})(Y_\xi - y_{i\xi})}{n\sigma_{x\xi}\sigma_{y\xi}}. \tag{16}$$

respective scrisă pentru cazul concret de față

$$r_\xi = \frac{\sum_{i=1}^{n} (D_{i\xi} - A_{i\xi})(D_{3\xi} - C_{i\xi})}{nD_{2\xi} \cdot D_{4\xi}} \tag{17}$$

și se completează matricea

$$R = [r_\xi] = [r_\vartheta \quad r_\eta \quad r_{kIp} \quad r_{kIp} \quad r_\varphi \quad r_\lambda]. \tag{18}$$

In urma verificării bunei corelării stohastice între funcţie şi criteriu se poate trece la calculul limitelor criteriilor, care rezultă pe baza dreptei de regresie cu $r=1$ egal cu

$$L_c=M_c-(M_p-L_p)\frac{\sigma_c}{\sigma_p} \tag{19}$$

respectiv pentru notaţiile folosite

$$L_{c\xi}=D_{2\xi}-(D_{1\xi}-L_{p\xi})\frac{D_{4\xi}}{D_{2\xi}} \tag{20}$$

unde

$$\begin{aligned}\beta&=-1 \text{ pentru } \theta,\ k_{Ip},\ k_{Mp},\ \cos\varphi,\ \lambda\\ &\xi=1,\ 3,\ \ 4,\ \ 5,\ \ 6\\ \beta&=+1 \text{ pentru } \eta\\ &\xi=2\end{aligned} \tag{21}$$

Astfel se obţine matricea L_c scopul final al calculului

$$L_c=[L_{c\xi}]=[L_{c\theta}\ \ L_{c\eta}\ \ L_{ckIp}\ \ L_{ckMp}\ \ L_{c\varphi}\ \ L_{c\lambda}]. \tag{22}$$

In cadrul programului de extracţie trebuie prevăzută tipărirea datelor iniţiale pentru a putea controla datele ce se introduc în calculator şi tipărirea matricei $[D_{j\xi}]$ ce cuprinde caracteristicile statistice. Drept concluzie trebuie extrasă matricea cifrelor de corelaţie r_ξ şi matricea limitelor criteriile $L_{c\xi}$.

B. PRINCIPIILE DE BAZĂ ALE PROGRAMĂRII EXECUTATĂ PENTRU CALCULATORUL MECIPT-1

Problema stabilirii indicilor de calcul la încercări de serie a maşinilor de inducţie a fost programată pentru calculatorul electronic MECIPT-1. In ipoteza introducerii integrale a matricilor cu date iniţiale s-au putut face calculele pentru un lot de maximum 24 de maşini, ţinînd cont că memoria calculatourlui este formată dintr-un tambur magnetic cu 1 024 adrese şi că ea conţine în permanenţă programele de introducere şi extragere. Calculatorul electronic a fost construit pentru a lucra în regim de virgulă fixă cu o viteză de 50 operaţii pe secundă. Programarea problemei în acest regim nu este dificilă dacă ne gîndim că datele de bază ale calculului nu suferă variaţii mari în cadrul aceleaşi mărimi măsurate. Pentru această se transformă iniţial matricea A într-o matricea A' ale cărei elemente au proprietatea

$$0<A'_{i\xi}<1 \tag{21}$$

sau dacă este posibil

$$\frac{1}{10}\leqslant A'_{1\xi}\leqslant 1$$

unde

$$A'_{i\xi}=A_{i\xi}\,10^{n_\xi}$$

n fiind un număr întreg, în general negativ sau zero.

În mod analog se transformă toate celelalte mărimi care apar în calcule, ca și la nevoie, formulele de calcul, astfel încît nici un rezultat intermediar să nu devină supraunitar.

Pentru calculul mediei, abaterii medii pătratice, cît și pentru eliminarea valorilor accidentale se recomandă folosirea unui subprogram astfel întocmit încît să se poată apela la el din diferite părți ale programului principal. Schema logică a subprogramului realizat de noi este dată în fig. 1.

Scopul calculului efectuat de acest subprogram este ca dintr-o înșiruire de n mărimi, depuse la adrese succesive dinainte stabilite să se determine o matrice linie :

$$P=[M_1\ M_2\ \sigma_1\ \sigma_2\ n\ n_1\ n_2\ n_3]$$

unde M_1 și σ_1 sînt media, respectiv eroarea medie pătratică a mărimilor inițiale M_2 și σ_2 media și eroarea medie pătratică a mărimilor rămase după eliminarea datelor găsite accidentale, n_1 este numărul total al mașinilor care se încadrează în toleranțele admise, n_2 și n_3 numărul mașinilor eliminate deoarece mărimea măsurată a fost găsită prea mare respectiv prea mică. Mersul programului este dat în schemă. După inițializări (blocul notat cu 101) se face calculul mediei aritmetice (102) și al erorii medii pătratice (106) cu ajutorul unor subprograme ciclice, care efectuează n_1 cicluri. În funcție de valoarea mărimii de media și eroarea medie pătratică se memorează în celulele rezervate pentru M_2 și σ_2 sau și în cele rezervate pentru M_1 și σ_1 (103—105, 109—111). Dacă abaterea medie pătratică este mai mică decît o mărime σ_{min} dată, atunci se introduce în locul său valoarea σ_{min} (107—108). Această măsură este necesară pentru ca să nu fie eliminate mașini ale căror mărimi măsurate diferă de valoarea medie cu valori comparabile cu eroarea de măsurătoare sau eroarea de calcul.

Se trece apoi la verificarea mărimilor după criteriul (12). Calculînd mărimile $M\pm3\sigma$ trebuie să avem în vedere ca ele să se încadreze în aceleași condiții pe care le-am impus mărimilor $D_{i\xi}$ (21) adică să nu ducă la depășirea capacității registrului (114, 116).

Mărimile supuse controlului sînt încercate succesiv dacă nu depășesc cele două limite stabilite, reținîndu-se doar mărimile corespunzătoare (120). Se obține astfel o nouă matricea mai mică, sau egală cu cea inițială. În caz că au fost mărimi eliminate valoarea 1 este negativă (123) deci subprogramul va fi reluat (126), controlul efectîndu-se asupra unui lot redus de mașini (127). Se obține astfel o nouă medie și dispersie (M_2, σ_2) etc. Calculul continuă ciclic pînă în momentul cînd se obține un lot de mașini din care nu s-a eliminat nici una, ținînd cont de media și dispersia lotului respectiv. În acest caz calculul subprogramului se consideră terminat și se poate trece la tipărirea rezultatelor (a matricii P cu sau fără matricea datelor inițiale) și la revenirea la programul principal (R).

Alături de acest subprogram este bine să exprimăm tot sub forma unei subprograme evident mai simple calculul funcțiilor (6), (7), (8) a coeficienților de corelație (16) etc.

Calculul propriu-zis este condus de un program principal care introduce succesiv coloanele matricii A' în celule cu care operează subprogramul din

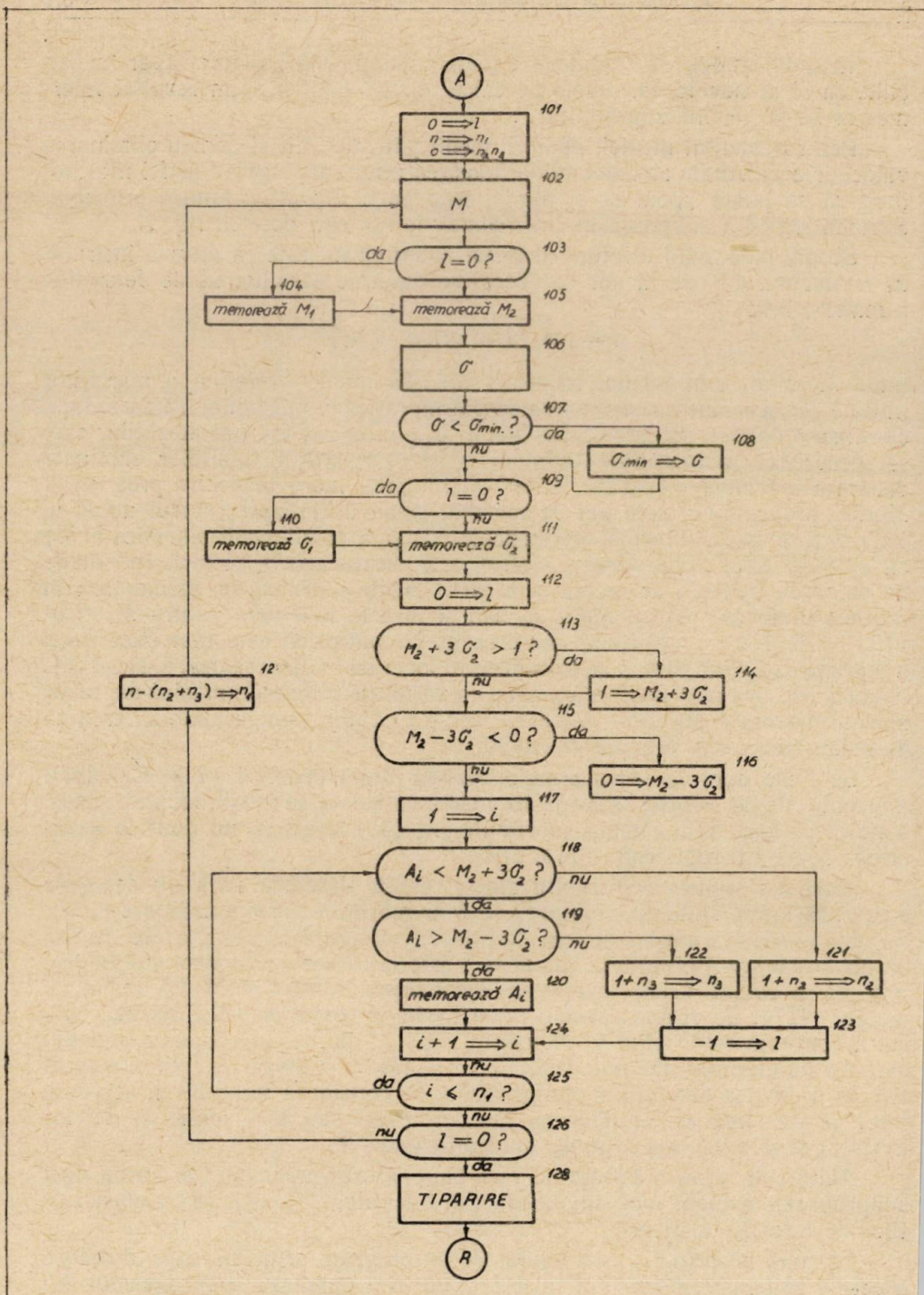


Fig. 1. Schema logică a programului de calculare a matricei P.

fig. 1, reține caracteristicele statistice (13), trece la calculul mărimilor matricii C (5), a coeficienților de corelație și a mărimilor L_c (19). De asemenea programul principal stabilește forma sub care apar tipărite rezultatele calculului. În cazul că apelul la subprograme se face într-o formă comodă (ex. instrucția de transfer cu revenire la MECIPT-1) putem considera programul principal ca un program liniar.

C. REZULTATE EXPERIMENTALE

Pe baza programului de operații și a programării făcute s-au făcut aplicații experimentale pe diverse tipuri de motoare fabricate de I.I.S. „Electromotor" Timișoara. Experimentările au cuprins 7 tipuri de motoare diferite ca putere și turații. De asemenea loturile executate au diferit și ca mărime, cuprinzînd de la 12 pînă la 150 de mașini.

Rezultatele obținute au subliniat că programul de operații este corect și că programarea rezolvă problemele cerute. Recalcularea valorii celei mai probabile și a dispersie în urma eliminării abaterilor grosolane (rel. 12 și bloc. not. 118—124) au ridicat mult precizia calculelor, mai ales a dispersiei medii patratice. Experimentarea a arătat de asemenea că o atenție deosebită trebuie acordată programului de extracție, întrucît tipărirea datelor cere relativ mult timp față de timpul total de prelucrare a datelor. Din această cauză programul de extracție trebuie să se rezume la tipărirea valorilor finale — matricea L_c — a indicilor de control statistic cuprinse în matricea R și D și eventual la tipărirea mărimilor inițiale (matricele A, Lp, B) pentru a avea un control asupra introducerii valorilor corecte în calculator. Tot referitor la bilanțul de timp a reieșit și utilitatea de a prelucra mai multe mașini în serie, astfel ca cota aparte corespunzător pregătirii calculatorului, a introducerii programului și a verificării programului să fie cît mai mică.

Privit sub aspectul economic a rezultat o eficiență tehnică economică netă a utilizării unui calculator cifric și a programului elaborat în problema arătată. Practic timpul necesar de lucru se micșorează peste 100 de ori în comparație cu calculul efectuat cu o mașină de birou, precizia calculului crește mult, iar manopera necesară din partea întreprinderii se reduce la un minim posibil — la extragerea pe un borderou a datelor încercărilor de tip pentru motorul în cauză.

D. CONCLUZII

Programul de operații și programarea elaborată permit cu ajutorul calculatorului MECIPT-1 o determinare rapidă și sigură a indicilor control pentru controlul de serie al mașinilor de inducție. Verificat în practica pe diverse tipuri de motoare fabricate de I.I.S. „Electromotor" Timișoara a rezultat nu numai utilitatea ci și eficiența tehnico-economică a programului, manopera din partea întreprinderii reducîndu-se la trecerea într-un borderou a datelor încercărilor de tip.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

BIBLIOGRAFIE

1. G. K. Jerve, *Încercările industriale ale mașinilor electrice*. Traducere din limba rusă. Editura tehnică, București, 1961.
2. N. Rancu, I. Tövissi, *Statistica matematică cu aplicații în producție*. Ed. Academiei R.P.R., 1963.
3. A. I. Kitov și N. A. Kriniţki, *Mașini electronice cifrice și programare* (trad. din l. rusă), Editura tehnică, București, 1963.

ПРИНЦИПЫ ПРОГРАММИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОННЫХ ЦИФРОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН В ВИДУ УСТАНОВЛЕНИЯ КОНТРОЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ СЕРИЙНЫХ ИСПЫТАНИЯХ ИНДУКЦИОННЫХ МАШИН

(РЕЗЮМЕ)

Устанавливаются общие формулы расчета, которые получаются при определении контрольных показателей, необходимые при серийных испытаниях индукционных машин.

Даются принципы программирования и программа выработаная для вычислительной машины МЕЧИПТ-1. На основе применения в производстве делаются выводы о эффективности и целесообразности выработанной программы.

PROGRAMMIERUNGSPRINZIPIEN VON DIGITALRECHNEN ZUR BESTIMMUNG DER KONTROLLZIFFERN IN SERIENUNTERSUCHUNGEN VON INDUKTIONSMASCHINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Man bestimmt die allgemeinen Formeln welche bei der Bestimmung der Kontrollziffern bei Serienuntersuchungen von Induktionsmaschinen auftauchen. Es werden die Programmierungsprinzipien und das für den Digitalrechner MECIPT-1 ausgeführte Programm vorgezeigt. Auf Grund der Anwendung in der Industrie zieht man Schlussfolgerung über die Effizienz und die Nützlichkeit der ausgeführten Programmierung.

OBSERVAȚII CU PRIVIRE LA TEORIA GENERALĂ A INSTRUMENTELOR DE MĂSURĂ ELECTROMECANICE CU CITIRE DIRECTĂ *

DE

E. POP

În întreaga literatură de specialitate se afirmă că pentru a putea măsura o mărime X, cu un instrument cu citire directă, este nevoie ca asupra echipajului mobil să acționeze un cuplu activ

$$M=f_1(X) \tag{1}$$

și un cuplu antagonist

$$D=f_2(\alpha) \tag{2}$$

Egalitatea celor două cupluri, în regimul staționar, permite stabilirea legăturii dorite între deviație și valoarea mărimii măsurate,

$$\alpha=f(X)$$

Aceste afirmații corespund majorității instrumentelor existente, însă nu sînt suficient de generale, necuprinzînd nici măcar logometrele.

Condiția de echilibru

$$M-D=0$$

trebuie într-adevăr să fie o funcție de X și α, pentru a se putea asigura funcționarea instrumentului, însă de aici nu rezultă neapărat condițiile (1) și (2). Este suficient ca

$$M-D=F(X,\alpha)=0 \tag{3}$$

indiferent de modul în care se realizează această dependență. Prin urmare în acest mod trebuie formulată condiția generală necesară pentru funcționarea instrumentelor cu citire directă. Această generalizare a condiției de echilibru este utilă pentru că ea înglobează toate tipurile de instrumente cunoscute și permite determinarea și a unor noi tipuri.

În primul rînd trebuie să observăm că relația (3) $F(X,\alpha)=0$ nu poate fi satisfăcută de un singur cuplu datorită formei specifice pe care o au cuplurile de natură electromagnetică care intervin în instrumente, și anume

$$M=X^n\cdot f(\alpha) \tag{4}$$

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Se vede că dacă un singur astfel de cuplu acționează asupra echipajului mobil, echilibrul nu poate avea loc decît dacă

$$X=0 \quad \text{sau} \quad f(\alpha)=0$$

și deci condiția de echilibru nu determină relația dorită

$$\alpha=f(X).$$

Prin urmare sînt într-adevăr necesare două cupluri, care pot fi de forma (1) și (2) în cazuri cu totul particulare (instrumente magnetoelectrice, wattmetre electrodinamice), sau mai general, pentru instrumentele obișnuite, de forma (4) și (2), iar pentru logometre de forma

$$M=Y_1^n f_1(\alpha)$$

$$D=Y_2^n f_2(\alpha)$$

Pe lîngă aceste moduri cunoscute, relația (3) poate fi satisfăcută și în alt mod particular și anume

$$M=f_1(X,\alpha) \quad \text{practic} \quad M=X^n f(\alpha)$$

și

$$D=\text{const.} \tag{5}$$

Această ultimă condiție (5), care cere un cuplu antagonist independent de deviație, deci și cuplu activ constant pentru orice valoare a mărimii măsurate, este în contradicție cu afirmația obișnuită că pentru funcționarea unui instrument cu citire directă este necesar un cuplu antagonist de forma (2) ceea ce dovedește evident caracterul nesatisfăcător al modului de prezentare de pînă acum a teoriei generale a instrumentelor de măsură.

Considerarea condiției (3) sub forma generală a unei funcții implicite de X și α, permite și obținerea unor expresii mai explicite pentru erorile datorită frecărilor în lagăre.

In mod obișnuit se calculează eroarea unghiulară datorită frecărilor cu expresia

$$\Delta\alpha=\frac{M_f}{\frac{\partial}{\partial\alpha}(M-D)}$$

unde cu M_f s-a notat cuplul forțelor de frecare și de aici se determină eroarea unghiulară raportată

$$\gamma_{ar}=\frac{\Delta\alpha}{\alpha_m}=\frac{M_f}{\alpha_m\frac{\partial}{\partial\alpha}(M-D)}=\frac{M_f}{\alpha_m\frac{\partial F}{\partial\alpha}} \tag{6}$$

și, ceea ce este de fapt important, eroarea de măsurare raportată [1]:

$$\gamma_{Xr}=\frac{\Delta X}{X_m}=\gamma_{ar}\frac{\alpha_m}{X_m}\cdot\frac{1}{S_x} \tag{7}$$

unde S_x este sensibilitatea instrumentului de măsură

$$S_x = \frac{d\alpha}{dX}.$$

Expresia (7) nu permite însă o discuție riguroasă și generală, deoarece variațiile lui γ_{ar} și S_x depind de instrument. Totuși pe baza ei se insistă în [1] asupra necesității ca sensibilitatea instrumentelor să fie constantă, fără să se facă precizări asupra dependenței erorii raportate unghiulare, γ_{ar}, de deviația instrumentului, deci presupunîndu-se tacit că ea este constantă.

Dacă se ține cont de proprietățile funcțiilor implicite și se calculează sensibilitatea din relația (3), se obține:

$$S_x = -\frac{\frac{\partial F}{\partial X}}{\frac{\partial F}{\partial \alpha}}$$

și din relațiile (7) și (6) rezultă

$$\gamma_{Xr} = \frac{M_f}{X_m \frac{\partial F}{\partial X}}. \tag{8}$$

Deci pentru ca eroarea de măsurare raportată să fie constantă trebuie ca

$$\frac{\partial F}{\partial X} = \text{const}$$

condiție în care nu intervine de loc sensibilitatea.

Pentru ca rezultatele care se obțin să aibă un caracter mai general, se consideră cuplurile de forma (4) și (2) funcția $f_2(\alpha)$ putînd fi și constantă pentru a satisface condiția (5). Cu aceste precizări

$$F = X^n \cdot f_1(\alpha) - f_2(\alpha) = 0 \tag{9}$$

și

$$\frac{\partial F}{\partial X} = n \cdot X^{n-1} \cdot f_1(\alpha). \tag{10}$$

De aici rezultă că pentru a avea eroarea raportată γ_{Xr} constantă este necesar ca

$$X^{n-1} f_1(\alpha) = C. \tag{11}$$

Ținînd cont de condiția de echilibru (9) rezultă

$$X = \frac{f_2(\alpha)}{C} \tag{12}$$

și combinînd (11) cu (12) se obține

$$f_2^{n-1}(\alpha) \cdot f_1(\alpha) = C^n \tag{13}$$

drept condiție pentru eroare constantă.

Din (13) se vede că la $n=1$, forma cuplului antagonist este indiferentă pentru eroarea γ_{Xr}, pentru ca aceasta să fie constantă fiind suficient ca $f_1(\alpha)=$ct. Deci în acest caz este cu totul evident că sensibilitatea nu influențează variația erorii.

În cazul în care condiția (13) este satisfăcută, rezultă și pentru eroarea unghiulară raportată, $\gamma_{\alpha r}$, o expresie simplă. Într-adevăr din (9) se obține

$$\frac{\partial F}{\partial \alpha}=[X^n\cdot f_1'(\alpha)-f_2'(\alpha)]=f_2(\alpha)\frac{f_1'(\alpha)}{f_1(\alpha)}-f_2'(\alpha)$$

și din (13)

$$f_1'(\alpha)=-\frac{(n-1)\,C^n\cdot f_2'(\alpha)}{f_2^n(\alpha)}\cdot$$

deci

$$\frac{\partial F}{\partial \alpha}=(1-n)\cdot f_2'(\alpha)-f_2'(\alpha)=-nf_2'(\alpha). \tag{14}$$

Din (14) reiese imediat că în cazul în care $\gamma_{Xr}=$ct, eroarea unghiulară raportată este constantă numai dacă $f_2'(\alpha)=$const, adică $f_2(\alpha)=C_1\alpha+C_2$. În acest caz evident că și sensibilitatea este constantă. Prin urmare în cazul instrumentelor obișnuite, la care cuplul antagonist este produs prin resoarte spirale, simultan cu obținerea sensibilității constante se obține și eroarea raportată de măsurare γ_{Xr} constantă. Din toate acestea se vede că sensibilitatea constantă este o condiție derivată și particulară pentru eroare constantă, condiția generală și fundamentală fiind (13). Introducînd relația (10) în (8), după cîteva transformări simple, se obține:

$$\gamma_{Xr}=\frac{M_f}{nX^n\cdot f_1(\alpha)}\cdot\frac{X}{X_m}=\frac{M_f}{nM}\cdot\frac{X}{X_m}\cdot \tag{15}$$

Similar se obține pentru eroarea relativă de măsurare expresia

$$\gamma_X=\frac{\Delta X}{X}=\frac{M_f}{nM}\cdot \tag{16}$$

Din expresiile (15) și (16) se deduce simplu concluzia nesubliniată pînă acum, că la aceleași valori ale cuplului activ, instrumentele care au dependență patratică a cuplului de mărimea de măsurat ($n=2$), au erori datorită frecărilor mai mici decît cele la care dependența este liniară. Prin urmare un ampermetru sau voltmetru electrodinamic se comportă diferit, din punct de vedere al frecărilor, decît un wattmetru electrodinamic.

Relațiile (15) și (16) evidențiază și o proprietate remarcabilă a instrumentelor care satisfac condiția (5), adică lucrează la cupluri constante, și anume că acestea au eroarea relativă datorită frecărilor — și nu cea raportată — constantă, prin urmare funcționează, din acest punct de vedere, mult mai avantajos decît instrumentele clasice. Acest nou tip de instrumente prezintă însă dificultăți constructive și consum de putere mai ridicat, de aceea nu se întrevăd posibilități mai largi de aplicare în practică, importanța relevării lui fiind mai mult de natură teoretică.

Relația (15) scoate în evidență încă o deficiență a factorului de calitate, A, prin care se apreciază instrumentele de măsură și anume, dat fiind că eroarea datorită frecărilor depinde de n, el ar trebui să intervină și în expresia lui A.

Aceste rezultate pot fi extinse direct și la o categorie de logometre la care raportul curenților $\frac{Y_1}{Y_2}$ este proporțional cu raportul de măsurat X iar curentul Y_2 nu depinde de X. Metoda de studiu poate fi extinsă tuturor tipurilor de logometre.

În concluzie, metoda de studiu propusă are avantajul că permite în mod simplu tratarea generală și riguroasă a problemei erorilor datorită frecărilor în lagărele instrumentelor cu citire directă, scoțînd pentru prima oară în evidență dependența acestora de factorul n. Precizarea făcută în legătură cu condițiile generale de funcționare a instrumentelor cu citire directă a creiat de asemenea posibilitatea principială a realizării unor noi tipuri de instrumente, avînd unele proprietăți deosebite.

BIBLIOGRAFIE

1. V. O. Arutiunov, Elektriceskie izmeritelnîe priborî i izmerenia. Gosenergoizdat M. L., 1958.
2. V. P. Sigorskii, L. A. Siniţkii, Magnitoelektriceskie logometrî. Iz. Akad. Nauk. Ukrainskoi SSR, Kiev, 1957.

К ОБЩЕЙ ТЕОРИИ ПРИБОРОВ С НЕПОДСРЕДСТВЕННЫМ ОТСЧЕТОМ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается метод разработки погрешностей появляющихся при трении в подшипниках прибора с непосредственным отсчетом. Определяются общие конструктивные условия которые должны выполнять приборы для получения определенного изменения погрешности от трения в зависимости от измеряемой величины.

Следует что эти погрешности зависят и от мощности при которой измеряемая величина входит в выражение момента. Выявляется новый тип прибора работающего с постоянным моментом и таким образом имеющего относительные погрешности при постоянном трении.

BEITRÄGE ZUR ALLGEMEINEN THEORIE DER INSTRUMENTE MIT DIREKTER ABLESUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird eine Methode dargestellt zum Studium der Fehler, welche den Reibungen in den Lagern der Instrumente mit direkter Ablesung zu verdanken sind. Mit Hilfe dieser Methode werden die allgemeinen Baubedin-

gungen bestimmt, die erfüllt werden müssen, um eine bestimmte Veränderung des durch Reibungen verursachten Fehlers zu erreichen, in Abhängigkeit von dem Wert der gemessenen Grösse. Es ergibt sich, dass diese Fehler auch von der Potenz, mit der die zu messende Grösse im Ausdruck des Moments erscheint, abhängig sind. In den Vordergrund wird eine neue Instrumentengattung gestellt mit unveränderlichem Moment; sie hat Bezugsfehler die auf die unveränderlichen Reibungen zurückzuführen sind.

DESPRE ERORILE CONVERTORULUI ANALOG COD CONSTRUIT CU UN INSTRUMENT CU CITIRE DIRECTĂ

DE

A. SOCENEANȚU

Prezentată la redacție la 24 iunie 1964

1. INTRODUCERE

În prezent au început să cunoască o dezvoltare tot mai impetuoasă metodele de măsură ce prezintă rezultatul sub formă cifrică. Una din aceste metode, utilizată doar de cîțiva ani, folosește în construcția sa un instrument cu citire directă. Descrierea principiului de funcționare este dat în [1].

În continuare se vor prezenta cîteva probleme netratate încă în literatură în legătură cu erorile ce apar la aceste tipuri de convertoare, datorită formei constructive a scării și datorită reprezentării discrete a rezultatului.

2a. ERORILE CONVERTORULUI

Rezultatul final al măsurătorii exprimat sub formă cifrică este în general afectat de două tipuri de erori: eroarea dată de clasa de precizie a instrumentului și eroarea de cuantificare.

Eroarea raportată maximă a instrumentului (care este egală cu clasa de precizie) are expresia

$$\gamma_{rt\ max} = \frac{\Delta X_t}{X_n} \tag{1}$$

unde: ΔX_t este eroarea absolută maximă a instrumentului, ce e garantată de fabrica constructoare;

X_n — domeniul de măsură a instrumentului.

Pentru a putea studia erorile convertorului, pentru început, sînt necesare cîteva ipoteze simplificatoare:

1. Presupunem scala instrumentului liniară.

2. Lățimea spotului luminos egal cu distanța între oglinzi și egal cu lățimea oglinzii.

3. Sensibilitatea schemei electronice față de impulsul de tensiune dat de fotocelulă ca fiind infinită.

În continuare se va nota prin ΔX_a, jumătatea distanței între 2 diviziuni vecine. În general se poate scrie o relație de legătură între ΔX_a și ΔX_i

$$\Delta X_a = k\Delta X_i \tag{2}$$

unde k e un coeficient de proporționalitate și teoretic poate lua valori între 0 și ∞.

În fig. 1 se prezintă o situație generală, doar a unei porțiuni de scală. S-a notat prin X valoarea reală a mărimii de măsurat și prin X_i valoarea indicată de convertor.

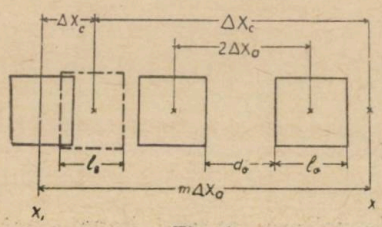


Fig. 1.

Eroarea raportată totală a convertorului γ_{rt} în general are expresia :

$$\gamma_{rt} = \frac{n \cdot \Delta X_a}{X_n} = \frac{nk\Delta X_i}{X_n} = nk\gamma_{ri} = \gamma_{ri} + (nk-1)\gamma_{ri} \tag{3}$$

unde n e un coeficient pozitiv și poate lua valori între 0 și ∞. Pe de altă parte eroarea raportată de cuantificare a convertorului γ_{rc} se determină ca fiind :

$$\Delta X_c = n\Delta X_a - \Delta X_i = nk\Delta X_i - \Delta X_i = (nk-1)\Delta X_i \tag{4}$$

$$\gamma_{rc} = (nk-1)\gamma_{ri} . \tag{5}$$

Ținînd cont de relația (4), relația (3) se poate scrie sub forma :

$$\gamma_{rt} = \gamma_{ri} + \gamma_{rc} . \tag{6}$$

Deci eroarea raportată a convertorului este egală cu suma dintre erorile raportate a instrumentului folosit, și cea de cuantificare. Conform definiției, clasa de precizie a convertorului va fi egală cu suma dintre eroarea raportată maximă a instrumentului (care pentru un instrument dat este fixă și cunoscută) și eroarea raportată maximă de cuantificare.

Din fig. 1 se poate deduce că ΔX_c are valoarea maximă cînd spotul se află la mijloc între cele 2 oglinzi vecine, și în acest caz $\Delta X_{c\,max} = \Delta X_a$.

Relația 5, ținînd cont de relațiile (1) și (4) se poate aduce la forma :

$$\gamma_{rc} = \frac{\Delta X_c}{X_n} . \tag{7}$$

Rezultă că eroarea raportată maximă dată de cuantificare ținînd cont de relația (2) este :

$$\gamma_{rc\,max} = \frac{\Delta X_{c\,max}}{X_n} = \frac{\Delta X_a}{X_n} = k\gamma_{ri\,max} . \tag{8}$$

Pe de altă parte din fig. 2 eroarea raportată maximă de cuantificare se poate exprima :

$$\gamma_{rc_{max}} = \frac{\Delta X_a}{X_n} = \frac{\frac{X_n}{N}\left(a+\frac{1}{2}\right) - \frac{X_n}{N}\cdot a}{X_n} = \frac{1}{2N} \tag{9}$$

unde prin N s-a notat numărul total de oglinzi a scalei.

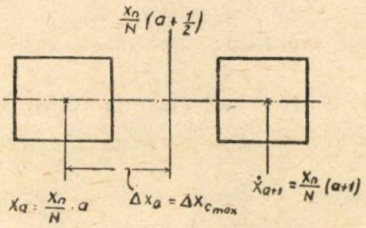


Fig. 2.

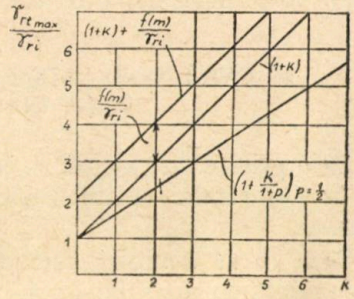


Fig. 3.

Expresia clasei de precizie a convertorului, ţinînd cont de relaţiile (8) şi (9) este :

$$\gamma_{rt_{max}} = \gamma_{ri_{max}} + k\gamma_{rt_{max}} = \gamma_{ri_{max}}(1+k). \tag{10}$$

sau :

$$\gamma_{rt_{max}} = \gamma_{ri_{max}} + \frac{1}{2N}. \tag{11}$$

Deci aceste tipuri de convertoare vor avea totdeauna o clasă de precizie mai coborîtă decît clasa de precizie a instrumentului de bază, şi $\gamma_{rt_{max}}$ va fi egal cu γ_{ri} doar pentru cazul teoretic $N=\infty$ adică $K=0$, care nu poate fi practic realizat.

In fig. 3 e reprezentată grafic relaţia (10).

Intre coeficienţii ce s-au introdus K şi n există o legătură, ei nefiind independenţi între ei. Cu relaţiile (5) şi (8) se stabileşte că atunci cînd eroarea raportată de cuantificare e maximă, rezultă

$$K = \frac{1}{n-1}. \tag{12}$$

De asemenea relaţiile (8) şi (9) permit stabilirea pentru cazul cînd eroarea raportată de cuantificare e maximă a unei legături între K şi N :

$$K = \frac{1}{2N\gamma_{ri_{max}}}. \tag{13}$$

Coeficienţii K şi n sînt aceia care fac legătura între proprietăţile instrumentului şi cele ale scării.

Relațiile care au importanță practică, sînt cele ce prezintă situația limită, adică erorile maxime. Pentru acest caz relațiile pot fi exprimate fie în funcție de K, sau de n, acest fapt neavînd importanță pentru că între cei doi coeficienți există o legătură. Relațiile ce prezintă erorile maxime au fost scrise în funcție de K.

Atît γ_{rl} cît și γ_{rc} pot varia de la 0 la valoarea maximă, dar chiar și pentru cel mai defavorabil caz, suma lor nu depășește eroarea raportată maximă dată de relația (10) sau (11).

2b. CAZUL CIND LĂȚIMEA SPOTULUI LUMINOS E MAI MICA DECIT DISTANȚA INTRE OGLINZI

La o privire mai atentă se constată că în acest caz (fig. 4) relațiile (1) pînă la (7) rămîn valabile, ele fiind independente de lățimea spotului luminos.

Ceea ce se modifică față de cazul discutat, este eroarea raportată maximă dată de cuantificare, deci, și clasa de precizie a convertorului.

Lățimea spotului luminos, în funcție de distanța între oglinzi se poate exprima :

$$l_s = m \cdot d_o \tag{14}$$

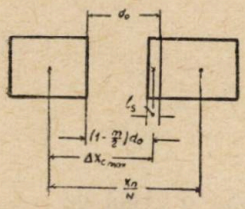


Fig. 4.

unde m este un coeficient subunitar ($0<m<1$).

Din fig. 4 se poate determina :

$$\gamma_{rc_{max}} = \frac{\Delta X_{c_{max}}}{X_n} = \frac{\left(1-\frac{m}{2}\right)d_o + \left(\frac{X_n}{N} - d_o\right)\frac{1}{2}}{X_n}$$

$$= \frac{1}{2N} + \frac{1}{2}(1-m)\frac{d_o}{X_n}. \tag{15}$$

Deci eroarea raportată maximă dată de cuantificare depinde de lățimea spotului, și este mai mare decît în cazul anterior discutat ($l_s = d_o$) cu $\frac{1}{2}(1-m)\frac{d_o}{X_n}$. In continuare m fiind elementul variabil vom nota :

$$\frac{1}{2}(1-m)\frac{d_o}{X_n} = f(m). \tag{16}$$

Expresia clasei de precizie a convertorului în acest caz este :

$$\gamma_{rt_{max}} = \gamma_{rl_{max}} + \gamma_{rc_{max}} = \gamma_{rl_{max}} + \frac{1}{2N} + f(m) = \gamma_{rl_{max}}(1+K) + f(m). \tag{17}$$

Relația (17) arată că, clasa de precizie a convertorului este cu atît mai rea cu cît lățimea spotului este mai mică decît distanța dintre oglinzi. In fig. 4 s-a reprezentat grafic această relație.

2c. CAZUL CIND SENSIBILITATEA SCHEMEI ELECTRONICE NU ESTE INFINITĂ

Pentru a fi sesizat și numărat de schema electronică, un impuls dat de fotocelulă, trebuie să aibă o amplitudine U_{min}, care are semnificația unui prag absolut de sensibilitate.

$$U_{min}=h\cdot l_x\cdot A \qquad (18)$$

h e înălțimea oglinzii.

A e o constantă de proporționalitate ce depinde de fotocelulă. Pentru a se produce o tensiune dată de fotocelulă, egală cu pragul absolut de sensibilitate e necesar ca spotul să lumineze oglinda pe o lățime l_x (fig. 5).

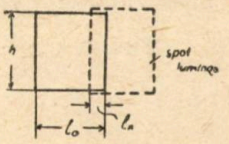


Fig. 5.

Se poate introduce și noțiunea de prag relativ de sensibilitate δ a schemei electronice.

$$\delta=\frac{U_{min}}{U_{max}}=\frac{h\cdot A\cdot l_x}{h\cdot A\cdot l_o}=\frac{l_x}{l_o} \qquad (19)$$

Lucrurile se prezintă la fel ca și în cazul cînd sensibilitatea schemei electronice este infinită, dar spotul luminos este mai îngust decît în realitate cu $2l_x$ adică :

$$l'_s=l_s-2l_x. \qquad (20)$$

Rezultă că toate concluziile trase la paragraful 2b rămîn valabile și pentru acest caz. Cu cît schema electronică e mai puțin sensibilă cu atît clasa de precizie a convertorului se înrăutățește. Pentru a înlătura acest efect există posibilitatea de a construi un spot luminos cu o lățime d_o+2l_x. Deci există posibilitatea teoretică de a compensa influența lipsei de sensibilitate a schemei electronice, asupra clasei de precizie a convertorului, la limită chiar pentru cazul cînd l_x e doar cu ceva mai mic decît l_o adică δ tinde spre 1. În cazul cînd δ este egal cu 1, lipsa de sensibilitate a schemei împiedică funcționarea convertorului. Dar nu trebuie pierdut din vedere faptul că, cu cît δ se apropie de valoarea 1, amplitudinea impulsului dat de fotocelulă ($U_{max}-U_{min}$) se apropie de valoarea 0, deci orice tensiune parazită care apare poate erona măsurătoarea. Din acest motiv e bine ca pragul relativ de sensibilitate δ să fie cît mai mic, iar pentru valoarea ce o are, să se elimine după cum s-a arătat mai sus, influența sa asupra clasei de precizie a convertorului.

2d. CAZUL CIND $l_s=d_o$ IAR DISTANȚA ÎNTRE OGLINZI E MAI MICĂ DECIT LĂȚIMEA LOR ($d_o<l_o$)

În continuare instalațiile vor avea aceiași semnificație doar că sînt afectate de indicele prim. În cazul în care distanța dintre oglinzi scade, iar dimensiunile oglinzii rămîn aceleași rezultă că pentru aceeași scală avem un surplus de oglinzi față de cazul anterior

$$P'=pN \qquad (21)$$

unde p este un coeficient subunitar ce poate avea în cazul acesta, valoarea maximă la limită egală cu 1.

Numărul total de oglinzi în noua situație este :

$$N' = N + P = N(1+p). \tag{22}$$

Relațiile (1) pînă la (7) rămîn în principiu și în acest caz valabile, cu observația că trebuie să se țină cont de notațiile din fig. 6.

Ținînd cont de faptul că $2\Delta X_a = \frac{X_n}{N}$, K se poate exprima sub forma :

$$K = \frac{\Delta X_a}{\Delta X_i} = \frac{X_n}{2N\Delta X_i}. \tag{23}$$

In mod similar, ținînd cont de relația (22) pentru acest caz rezultă :

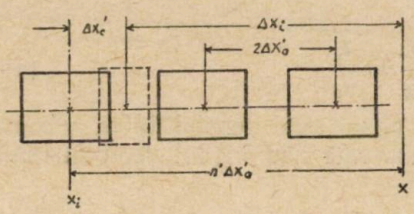


Fig. 6.

$$K' = \frac{\Delta X'_a}{\Delta X_i} = \frac{\frac{X_n}{2N(1+p)}}{\Delta X_i} = \frac{X_n}{2N(1+p)\Delta X_i} = \frac{K}{1+p}. \tag{24}$$

Clasa de precizie a convertorului în acest caz este :

$$\gamma'_{rt_{max}} = \gamma_{rt_{max}} + \gamma'_{re_{max}} \tag{25}$$

unde eroarea raportată de cuantificare $\gamma'_{rc_{max}}$ are expresia :

$$\gamma'_{rc_{max}} = \frac{\Delta X'_a}{X_n} = K'\gamma_{ri} = \frac{K}{1+p}\gamma_{ri}. \tag{26}$$

Relația 25 se poate pune sub forma :

$$\gamma'_{rt} = \gamma_{ri}\left(1 + \frac{K}{1+p}\right). \tag{27}$$

Concluzia ce se desprinde din relația (27) este că, cu cît numărul de oglinzi crește, față de cazul discutat în 2.a, clasa de precizie a convertorului se îmbunătățește.

La limită cînd $p=0$, ajungem exact în situația prezentată în 2a.

Reprezentarea grafică a relației (27) e dată în fig. 3. S-a prezentat cazul cînd $p=\frac{1}{2}$.

Privind comparativ cele două cazuri tratate în subcapitolul 2a respectiv 2d, se observă că dacă există posibilitatea practică de a îngusta spotul luminos față de cazul tratat în 2a, clasa de precizie a convertorului se îmbunătățește, datorită măririi numărului de oglinzi ; cu toate acestea folosirea acestui caz cînd $l_s = d_o < l_o$, nu e justificat, el permițînd încă micșorarea erorii totale prin micșorarea dimensiunilor oglinzilor astfel încît $d_o = l_s = l_o$.

3. DETERMINAREA NUMĂRULUI DE OGLINZI PENTRU O CLASĂ DE PRECIZIE DATĂ A CONVERTORULUI

Cunoscînd clasa de precizie pe care dorim să o realizăm pentru convertor, şi clasa de precizie a instrumentului de bază, din fig. 3 se poate determina cu ajutorul dreptei, corespunzătoare cazului ales, mărimea coeficientului k. Ţinînd cont de relaţia (13) se poate determina numărul de oglinzi :

$$N = \frac{1}{2k\gamma_{rl}} \tag{28}$$

Ţinînd cont de cele prezentate mai sus, situaţia cea mai bună este pentru cazul cînd $d_0 = l_o$. Rezultă că

$$d_o = l_o = \frac{1}{2} d_k . \tag{29}$$

unde prin d_k s-a notat distanţa între 2 diviziuni ale scalei.

4. STABILIREA DISTANŢEI INTRE SCARĂ ŞI AXA ECHIPAJULUI MOBIL

O problemă foarte importantă pentru acest tip de convertor este distanţa dintre scară şi axa instrumentului. Această distanţă astfel trebuie stabilită încît şi pentru cea mai mică sensibilitate a instrumentului să existe totuşi o distanţă între diviziuni, corespunzătoare pentru a putea situa o oglindă. (Conform celor arătate în cap. 3).

Relaţia între d_k distanţa între 2 diviziuni a scalei, 1 distanţa între axul instrumentului şi scală, (C_l) constanta instrumentului şi sensibilitatea medie între cele 2 diviziuni considerate $S_{k\,med}$ este

$$d_k = C_l l S_{k\,med} . \tag{30}$$

Cunoscînd caracteristicile instrumentului, pentru o anumită distanţă d_k ce ne-o alegem, rezultă l corespunzător.

CONCLUZII

Cu cît numărul N de oglinzi creşte, cu atît clasa de precizie e mai bună, dar în orice caz practic, ea e mai mare decît clasa de precizie a instrumentului de bază.

Lăţimea spotului e bine să fie egală cu $(d_o + 2l_x)$ pentru că în caz contrar clasa de precizie scade atît din cauza lipsei de sensibilitate a schemei electronice cît şi din cauza celor arătate la 2b. Schema electronică e bine să fie cît mai sensibilă, dar nu e necesar să aibă sensibilitatea infinită.

Pentru a obţine o clasă de precizie ridicată, rezultă o distanţă între scală şi schipajul mobil mai mare decît la instrumentele obişnuite, şi de asemenea o scală cu dimensiuni mai mari.

BIBLIOGRAFIE

1. L. Borucki și F. Lorenz, Zeitschrift für Instrumentenkunde 70. 1962. Nr. 4.
2. Arutiunov V. A., *Instrumente și aparate electrice de măsurat*, Editura Tehnică 1952.
3. Homilius, Digital Messen ATM J 0770 F. 1, (1961).
4. Holidinghausen și Homilius, Digital Spannungmessung. A.T.M. J 077-2 1960.

ОБ ОШИБКАХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ АНАЛОГ-КОД СНАБЖЕННОГО ПРИБОРОМ ДЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОТСЧЕТА

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается метод изучения класса точности преобразователей типа аналог-код, снабженных прибором для непосредственного отсчета. На основе полученных результатов делаются выводы и даются найлучшие решения.

ÜBER DIE FEHLER DES ANALOG-DIGITAL-UMSETZERS MIT EINEM EINGEBAUTEN INSTRUMENT MIT DIREKTER ABLESUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird die Methode zum Studium der Genauigkeitsklasse des Analog-Digital-Umsetzers gezeigt. Auf Grund der Ergebnisse werden Schlussfolgerungen gezogen und die besten Lösungen gezeigt.

REDRESOR STABILIZAT CU TRANZISTOARE *

DE

C. STRUGARU

1. INTRODUCERE

Pentru alimentarea schemelor tranzistorizate sînt necesare tensiuni scăzute stabilizate și uneori cu un curent de sarcină relativ mare.

Asemenea scheme sînt cunoscute, [1], [2] în lucrarea de față insistîndu-se asupra următoarelor :

a) folosirea tranzistorului de putere EFT-214 de fabricație indigenă, ca element regulator în condițiile unei disipări mari de putere și răcirii acestuia cu ajutorul unui radiator ;

b) proiectarea și construirea unui sistem de protecție a schemei contra suprasarcinilor.

În fig. 1 este dată schema de ansamblu în care distingem :

— elementul de reglare serie, format din tranzistorii T_1 și T_2 legați în paralel și comandați prin intermediul tranzistorilor T_3—T_5 ;

— elementul de comparație și amplificare compus din tranzistorii T_6—T_7 ;

— elementul de protecție compus din trigherul cu tranzistorii T_8 și T_9.

Variațiile tensiunii de ieșire U_0, sînt amplificate de T_6—T_7, care prin intermediul tranzistoarelor T_5, T_4, T_3 comandă elementul regulator (T_1, T_2) prin curent de bază în sensul preluării acestor variații.

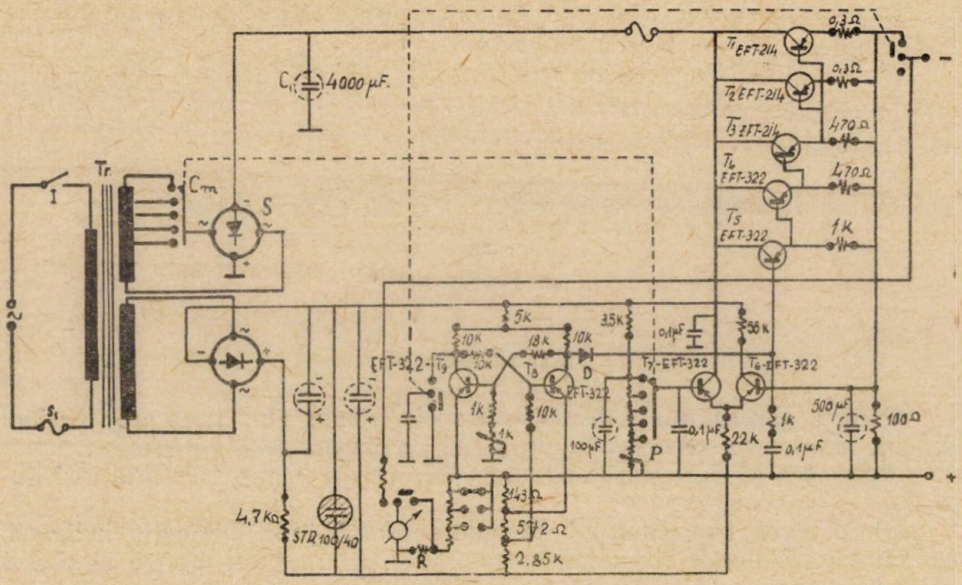
2. CALCULUL REGIMULUI TERMIC

Pentru ca punctul de funcționare al tranzistorului regulator în timpul funcționării (reglării) să se mențină pe porțiunea dreaptă a caracteristicilor $U_c = f(I_c)$ pentru I_b=ct., după cum se vede din fig. 2 unde aceste caracteristici sînt ridicate experimental, este necesar ca tensiunea de colector-emiter să nu scadă sub 2 V.

La un curent de sarcină de cîțiva amperi (4—5 A) putere disipată P_d, pe tranzistorul regulator în timpul funcționării poate ajunge pînă la cîțiva zeci de watt.

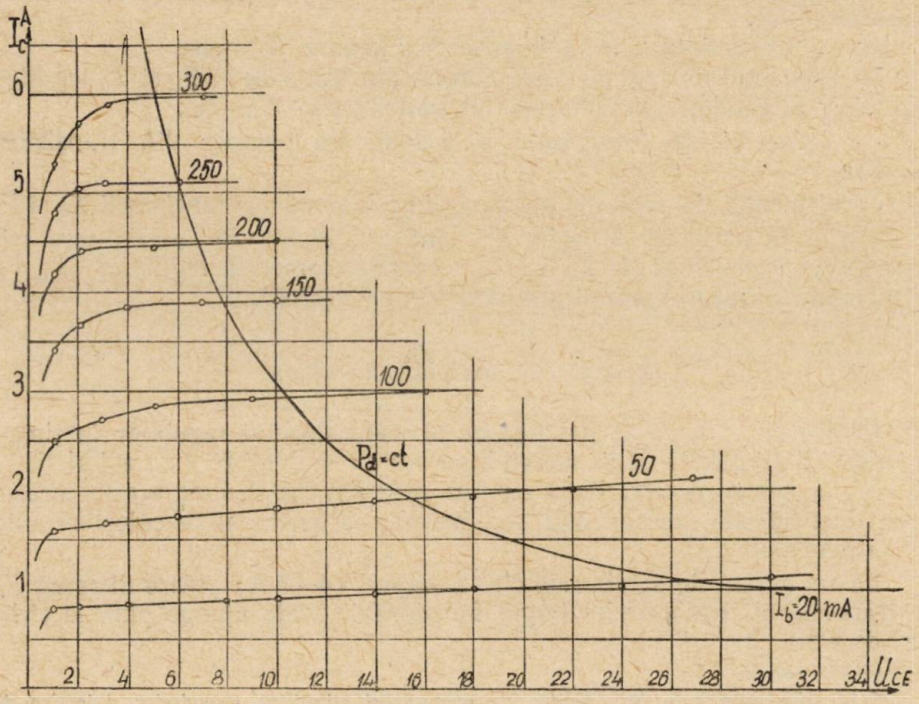
---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.



C1 4000 μF.
Tr.
Cm
S
I
S1
T1 EFT-214
T2 EFT-214
T3 EFT-214
T4 EFT-322
T5 EFT-322
0,3 Ω
0,3 Ω
470 Ω
470 Ω
1 K
5 K
10 K
18 K
10 K
3,5 K
0,1 μF
56 K
EFT-322
T9
T8
D
T7-EFT-322
T6-EFT-322
1 K
1 K
10 K
100 μF
P
0,1 μF
22 K
1 K
0,1 μF
500 μF
100 Ω
4,7 KΩ
STR 100/40
R
143 Ω
572 Ω
2,85 K

Fig. 1.



Ic A
6
5
4
3
2
1
300
250
200
150
100
50
Pd=ct
Ib=20 mA
2
4
6
8
10
12
14
16
18
20
22
24
26
28
30
32
34
UCE

Fig. 2.

În această situație o condiție esențială pentru o funcționare sigură este fixarea unui regim termic corespunzător.

Modelul termic al unui tranzistor cu o suprafață auxiliară pentru răcire este dat în fig. 3 [3].

unde s-a notat : T_j = temperatura joncțiunii ;

T_a = temperatura mediului ambiant ;

K_{jc} = rezistența termică a porțiunii joncțiune-capsulă ;

K_{ca} = rezistența termică a porțiunii capsulă-mediu ;

K_{cr} = rezistența termică a porțiunii capsulă-radiator ;

K_{ra} = rezistența termică a porțiunii radiator-mediu.

Rezistența termică totală fiind dată de relația :

$$K_t = K_{jc} + \frac{K_{ca}(K_{cr}+K_{ra})}{K_{ca}+K_{cr}+K_{ra}}.$$

Pentru porțiunea joncțiune-mediu ambiant, putem scrie relația :

$$T_j - T_a = K_t \cdot P_d. \qquad (1)$$

dar cum practic $K_{ca} \gg K_{cr}+K_{ra}$

$$K_t \cong K_{jc}+K_{cr}+K_{ra}$$

și relația (1) se poate scrie

$$T_j - T_a = K_t \cdot P_d. \qquad (2)$$

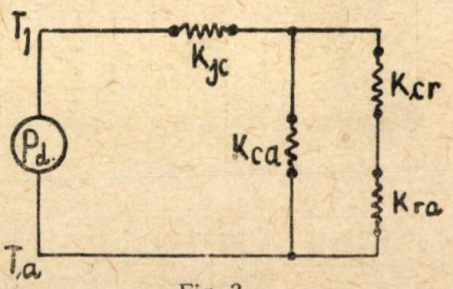


Fig. 3.

Este necesar să cunoaștem valoarea rezistenței termice totale K_t, pentru a putea afla puterea disipată maximă admisă P_d.

În acest scop, s-a ridicat experimental curba $I_{c_0} = f(T_j)$, dată în fig. 4 de unde putem citi temperatura joncțiunii dacă măsurăm curentul I_{c_0}.

În fig. 5 este dată schema [3], cu ajutorul căreia s-a măsurat I_{c_0}.

Din fig. 4, pentru I_{c_0} măsurat se citește T_j și din relația (2) se poate calcula K_t.

În acest fel s-a determinat K_t pentru un tranzistor EFT-214 fără radiator

$$K_t = K_{jc} + K_{ca} = 37\ °C/W$$

dar cum $K_{jc} = 2\ °C/W$ valoarea indicată de producător, rezultă $K_{ca} = 35\ °C/W$.

În acest caz, pentru o temperatură a mediului ambiant de +30 °C și a joncțiunii de +85 °C rezultă o putere maximă disipată de circa 1,5 W. În același mod s-a determinat experimental rezistența termică totală pentru 2 tranzistori EFT-214, montați pe un radiator de aluminiu cu o grosime a tablei de 1 mm și cu o suprafață de 1 000 cm², găsind valoarea $K_t = 1{,}8\ °C/W$.

Puterea disipată crește astfel la circa 15 W pe un tranzistor.

Determinînd analitic valoarea lui K_t, după [4] avem $K_t = 1{,}93$ °C/W. Se constată o concordanță bună între valoarea lui K_t determinată experimental și analitic. Putem reduce valoarea lui K_t prin folosirea unui radiator din cupru cu grosimea de 1—2 mm.

În fig. 2, unde sînt date caracteristicile $I_c = f(U_c)$ pentru $I_b = \text{ct}$ putem trasa curba disipației maxime $P_d = 30$ W. Astfel am delimitat zona în care se poate plasa punctul de funcționare al tranzistorului regulator.

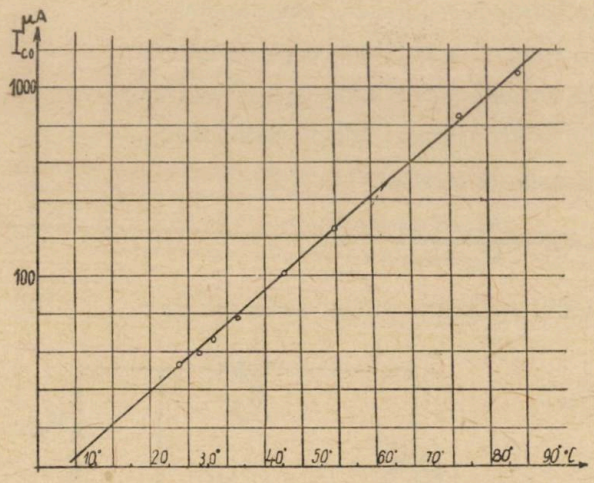


Fig. 4.

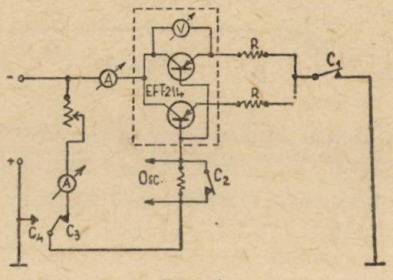


Fig. 5.

3. CIRCUITUL DE PROTECȚIE

Dacă din anumite motive (supraîncărcare, scurtcircuit la ieșire etc.) s-ar depăși puterea disipată maximă admisibilă pe tranzistorii regulatori (T_1 și T_2), aceasta ar duce la creșterea temperaturii joncțiunii peste valoarea limită admisă de +85 °C și deci la distrugerea acestora. Introducerea de siguranțe fuzibile pentru limitarea curenților de sarcină este nesatisfăcătoare în astfel de cazuri, pentru că întreruperea circuitului trebuie să se facă foarte rapidă.

În acest scop, s-a introdus un circuit bistabil format din tranzistorii T_8 și T_9 fig. 1. În funcționarea normală, circuitul bistabil se găsește în starea : stînga conduce, dreapta blocat și datorită potențialului negativ din colectorul T_8 dioda D este blocată. În circuitul de emiter a lui T_9 se găsește rezistența R_s de valoare mică, prin care trece curentul de sarcină. Circuitul este astfel aranjat încît atunci cînd curentul de sarcină depășește o anumită valoare limită stabilită, circuitul bistabil este basculat, dioda D conduce și repetorul emiter (T_1 și T_2) este deconectat rapid. Capacitatea C comutată în poziția 2 duce la blocarea lui T_8, astfel că circuitul este pregătit pentru o nouă punere în funcțiune.

4. REALIZAREA PRACTICĂ ŞI VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

S-a construit o sursă stabilizată pentru scopurile arătate anterior, conform schemei din fig. 1, cu tensiunea de ieşire de 3 ; 6 ; 9 ; 12 ; 15 volt, reglată în trepte cu comutatorul *Cm*, între aceste valori modificînd tensiunea cu potenţiometrul *P*.

Curentul de sarcină maxim 5 A.

Transformatorul T_r cu prize şi redresorul *S* asigură tensiunile necesare de alimentare a circuitului de sarcină ; tensiunea de referinţă şi de alimentare a circuitului de protecţie se obţin de la un al doilea redresor stabilizat cu stabilotronul STR 100-40.

Pentru tensiunea de alimentare constantă, s-a obţinut o stabilizare de 0,20% cînd sarcina se modifică de la 0 la 5 A şi sub 1% pentru variaţii de ±25% ale tensiunii de alimentare, pentru o sarcină constantă de 3 A.

Impedanţa de ieşire creşte de la 0,005 Ω în curent continuu la 0,7 Ω pentru 100 KHz şi la 20 Ω pentru 1,4 MHz. Influenţa temperaturii asupra factorului de stabilizare s-a redus parţial prin folosirea unui amplificator diferenţial.

Rezultatele experimentale obţinute sînt comparabile cu cele obţinute la construcţii similare prezentate în literatura de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

1. Guennou S., Alimentation stabilisée a transistors in „Electronique industrielle" Nr. 24 p. 25, 1959.
2. Kemhadjian A. and Newell A. P., Protection of a stabilized de tranzistor power supply. Electronic Engng. 32, 386 (1960).
3. Guennou S., Mesure des rézistance thermiques relatives aux radiateurs des transistors de puissance. „Electronique industrielle" Nr. 21 p. 93, 1958.
4. Gondry R., Utilisation rationnele des transistors a différentes températures, Electronique Industrielle Nr. 20 p. 67, 1958.

ВЫПРЯМИТЕЛЬ СТАБИЛИЗИРУЕМЫЙ ТРАНЗИСТОРАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Описывается источник напряжения стабилизированного при помощи транзисторов, с выходным напряжением регулируемым от 0 до 15 в при максимальном токе нагрузки в 5 а.

Изучается поведение транзистора EFT-214 как регулирующего элемента в условиях максимального рассеяния мощности. Описывается защитное устройство против перегрузки, приспособленное для данной схемы.

Приводятся полученные результаты и выводы.

EIN STABILISIERTER GLEICHRICHTER MIT TRANSISTOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird eine stabilisierte Spannungsquelle mit Transistoren beschrieben, die eine Ausgangsspannung von 0 bis 15 V hat, bei einem Belastungsstrom von 5 A. Man analysiert das Verhalten des Transistors EFT-214 als Regelelement bei maximaler Kraftstreuung. Eine Schutzvorrichtung gegen Überlastung, die dem Schema angepasst ist, wird auch dargestellt. Die erreichten Leistungen werden angeführt und Schlussfolgerungen gezogen.

COMPORTAREA CADRELOR PORTAL DE BETON ARMAT IN DOMENIUL PLASTIC *

DE

C-TIN N. AVRAM, O. MIRȘU, C. BOB

Lucrarea de față este o continuare a studiului comportării cadrelor portal de beton armat în domeniul plastic [6], urmărindu-se efectul compresiunii excentrice asupra comportării generale a cadrelor, cum și asupra comportării articulațiilor plastice.

1. PROGRAMUL INCERCĂRILOR

S-au proiectat și executat 3 cadre portal dublu încastrate din beton armat avînd caracteristicile geometrice ca în fig. 1.

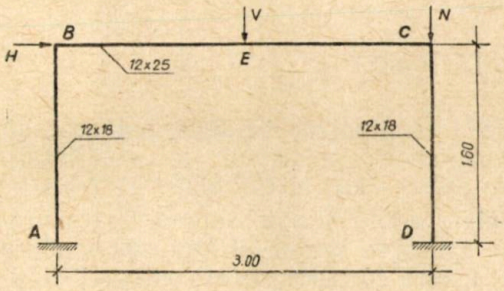


Fig. 1. Schema de încărcare a cadrelor.

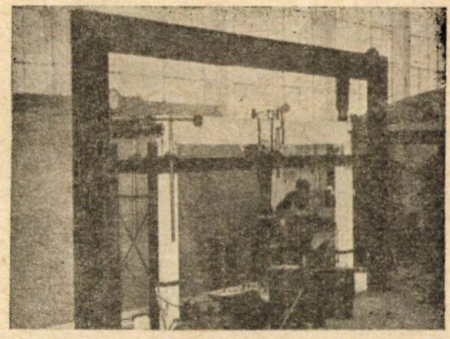


Fig. 2. Vedere a standului de încercare.

La toate cadrele s-au păstrat aceleași caracteristici geometrice și aceeași armare (v. fig. 1 din [6] și tabela 1). Armătura : oțel beton OL 38 cu diametrul $\phi 12$ mm pentru stîlpi ($\sigma_c = 2\,700$ kgf/cm^2 și $\sigma_r = 4\,300$ kgf/cm^2) și $\phi 10$ mm pentru rigle ($\sigma_c = 2\,580$ kgf/cm^2 și $\sigma_r = 3\,930$ kgf/cm^2). Betonul : $R_b = 210$ kgf/cm^2, $R_t = 17{,}4$ kgf/cm^2, $R_{pr} = 137$ kgf/cm^2 și $E_b = 270\,000$ kgf/cm^2.

Incercările cadrelor s-au făcut conform fig. 1 și fig. 2.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

Incărcarea s-a făcut în trepte reprezentînd 1/10—1/20 din încărcarea de rupere durata unei trepte variind între 10—15 min.

Apariţia şi deschiderea fisurilor a fost înregistrată şi măsurată cu lupe micrometrice 1/100, deplasările orizontale şi săgeţile au fost măsurate cu

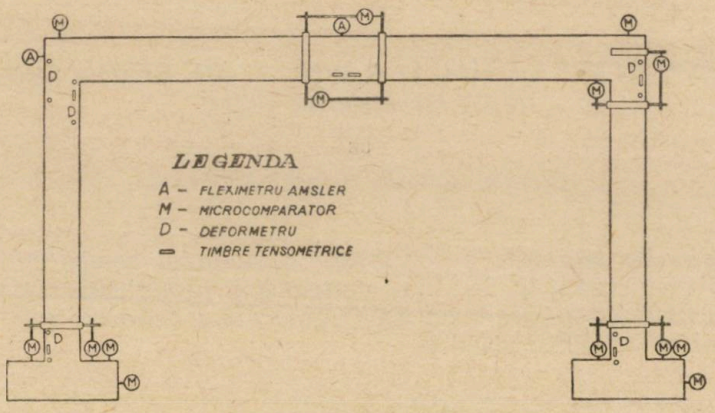


Fig. 3. Schema montării aparatelor de măsură.

fleximetre Amsler şi microcomparatoare, rotirile articulaţiilor plastice prin clinometre, iar deformaţiile specifice ale betonului şi armăturii prin timbre tensiometrice şi deformetre (fig. 3).

2. CONSIDERAŢII TEORETICE

Cunoaşterea comportării plastice a secţiunii de beton armat necesită stabilirea următoarelor mărimi caracteristice: momentul de plastificare, momentul de rupere şi capacitatea de rotire a articulaţiei plastice.

În cazul secţiunilor dreptunghiulare dublu armate supuse la compresiune excentrică cu excentricitatea e_0, aplicarea teoriei lui Murașev conduce la următoarea ecuaţie a poziţiei axei neutre corespunzătoare atingerii limitei de curgere în armătura întinsă:

$$\xi_p^3+2(c-1)\xi_p^2+2(c\alpha+c'\alpha')\xi_p-2(c\alpha+\delta' c'\alpha')=0 \qquad (1)$$

Cînd este îndeplinită condiţia $x_r \leqslant 0{,}55\, h_0$ poziţia axei neutre la rupere, are ecuaţia:

$$\xi_r^2+2(c-1)\xi_r-2c(\lambda-\lambda')-2\lambda'(1-\delta')=0 \qquad (2)$$

unde:

$$c=\frac{e}{h_0};\quad \delta'=\frac{a'}{h_0};\quad c'=c-1+\delta';\quad \lambda=\mu\frac{\sigma_c}{R_t};\quad \lambda'=\mu'\frac{\sigma_c'}{R_t};\quad \alpha'=3n\mu'.$$

Expresiile momentului de plastificare și momentului de rupere în cazul secțiunilor comprimate excentric sînt :

$$M_p = N_p \cdot e_0 \tag{3}$$

respectiv :

$$M_r = N_r \cdot e_0 . \tag{4}$$

Valoarea forței de compresiune N_p se obține din ecuația de momente în raport cu centrul de greutate al ariei betonului comprimat în momentul în care armătura întinsă a atins limita de curgere.

Pentru secțiunea dreptunghiulară dublu armată expresia momentului de plastificare rezultă :

$$M_p = \frac{A_a \sigma_c (1-0{,}5\,\xi_p) + A'_a \sigma'_c \frac{\xi_p - \delta'}{1-\xi_p} (0{,}5\,\xi_p - \delta')}{c - 1 + 0{,}5\,\xi_p} \cdot e_0 . \tag{5}$$

Momentul de rupere, cînd este îndeplinită condiția $x_r \leqslant 0{,}55\,h_0$ are expresia :

$$M_r = (\xi_r - \lambda + \lambda')\, b h_0 R_t e_0 . \tag{6}$$

Pentru secțiunea dreptunghiulară supusă la încovoiere a se vedea [6].

Caracteristicile articulațiilor plastice pentru cadrele încercate sînt date în tabela 1.

Pentru compararea rezultatelor experimentale privind comportarea în ansamblu a cadrelor încercate, s-a făcut un calcul biografic după metodele elastice și un calcul în stadiul plastic. Calculul structurii după metodele elastice a servit la stabilirea ordinei de apariție a articulațiilor plastice și la determinarea încărcărilor caracteristice. Calculul structurii în stadiul plastic s-a făcut direct pe mecanismul final, stabilindu-se valoarea încărcărilor limită de transformare în mecanism a structurii.

Tabela 1

Caracteristicile articulațiilor plastice

Cadrul	Secțiunea	b cm	h_0 cm	μ %	e_0 cm	M_p kgfm	M_r kgfm
B_I	*B*	12,10	14,80	1,26	—	728	816
	E	12,30	20,30	0,923	—	1 030	1 180
	C	12,70	15,20	1,21	33,50	845	1 000
B_{II}	*B*	12,30	14,40	1,23	—	697	796
	E	12,00	22,30	0,884	—	1 110	1 275
	C	12,50	15,40	1,18	16,80	1 020	1 200
B_{III}	*B*	12,40	14,10	1,29	—	695	774
	E	12,00	21,40	0,92	—	1 055	1 210
	C	12,50	14,70	1,23	9,25	1 320	1 550

Capacitatea de rotire a articulaţiilor plastice s-a calculat:

a) După A. L. L. Baker [2]:

$$\theta = \frac{3/4(1{,}5\cdot 10^{-3})}{x_r} l_p = \frac{1{,}125\cdot 10^{-3}}{x_r} l_p \tag{7}$$

unde:

$$l_p = K_1 K_2 K_3 \left(\frac{Z}{h}\right)^{1/4} h \tag{8}$$

(lungimea articulaţiei plastice);

$K_1 = 0{,}7$ pentru oţel moale;

$K_2 = 1{,}0$ pentru încovoiere;

$K_2 = 1 + 0{,}5 \frac{N}{N_u}$ la compresiune excentrică,

unde: N este încărcarea normală de compresiune care acţionează;

N_u — încărcarea de rupere a elementului în cazul compresiunii axiale;

$K_3 = 0{,}9$ pentru $R_{b\,cil.} = 110$ kgf/cm²

$0{,}6$ pentru $R_{b\,cil.} = 330$ kgf/cm²

Z — distanţa de la secţiunea critică la secţiunea de moment nul.

b) Cu formulele din [4]:

$$\theta = \frac{2}{3} \omega_p l_p \tag{9}$$

unde:

$$\omega_p = \frac{1}{h_0}\left(\frac{\varepsilon_{br}}{\xi_r} - \frac{\varepsilon_{ac}}{1-\xi_p}\right). \tag{10}$$

In cazul unei variaţii liniare a momentului încovoietor:

$$l_p = \frac{M_r - M_p}{M_r} Z. \tag{11}$$

3. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Pentru toate cele trei cadre raportul H/V s-a menţinut constant: $H = 0{,}33$ V (pentru acest raport din calculul elastic şi calculul plastic a rezultat formarea unui mecanism de riglă).

La cadrul B_I încărcarea axială pe stîlp s-a luat $N = 1{,}23$ V, producînd în secţiunea C în momentul apariţiei articulaţiei plastice o excentricitate $e_0 = 33{,}50$ cm ($\varepsilon_0 = 1{,}91$). Prima articulaţie plastică a apărut în secţiunea E, a doua în secţiunea C şi apoi simultan au apărut articulaţii plastice în secţiunile B şi D, cadrul pierzîndu-şi capacitatea portantă. În nici una din articulaţiile plastice formate înainte de mecanismul final nu s-a depăşit capacitatea de rotire.

Pentru cadrul B_{II} s-a luat $N=2{,}49$ V, în secțiunea C rezultînd $e_0=16{,}80$ cm ($\varepsilon_0=0{,}94$). Succesiunea articulațiilor plastice a corespuns calculului biografic: prima articulație s-a format în secțiunea E, a doua în C, iar a treia în B. Formarea mecanismului de riglă nu a epuizat însă capacitatea portantă a cadrului care s-a rupt la formarea unei noi articulații în secțiunea D și la epuizarea capacității de rotire a articulațiilor plastice din secțiunile E și C.

La cadrul B_{III} s-a luat $N=5{,}12$ V, în secțiunea C rezultînd $e_0=9{,}25$ cm ($\varepsilon_0=0{,}525$). Și la acest cadru a rezultat aceeași succesiune a articulațiilor plastice cu formarea unui mecanism de riglă. Conform calculului teoretic, poziția axei neutre la rupere în secțiunea C a rezultat apropiată de limita de separare a celor două cazuri de compresiune excentrică ($x_r\equiv 0{,}55\,h_0$). Acest lucru a fost confirmat și experimental: la formarea articulației plastice în secțiunea C atingerea limitei de curgere din armătura întinsă a corespuns cu distrugerea fibrei celei mai comprimate de beton. Epuizarea capacității de rotire a articulației plastice din secțiunea C și formarea mecanismului de riglă nu au dus la epuizarea capacității de rezistență a cadrului, care a fost atinsă la formarea unei noi articulații în secțiunea D și epuizarea capacității de rotire în secțiunea E. Acest lucru dovedește rezervele de rezistență ale structurilor static nedeterminate.

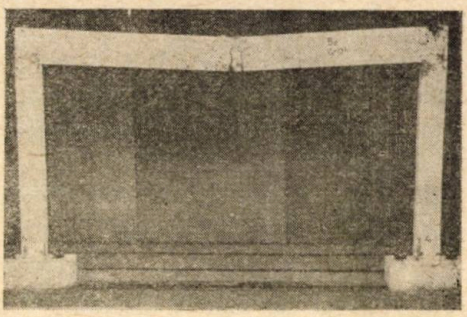


Fig. 4. Cadrul B_{III} după încercare.

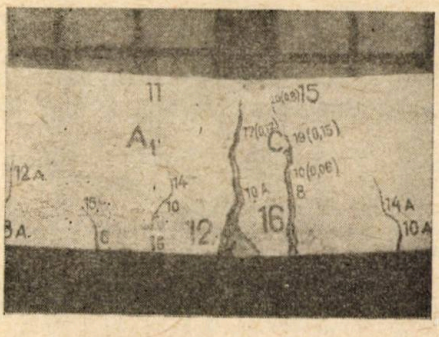


Fig. 5. Articulație plastică din încovoiere la cadrul B_{III}.

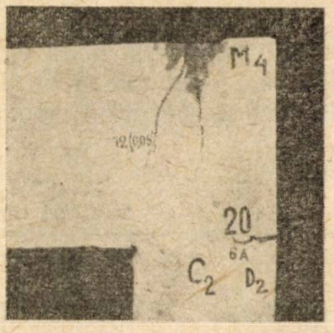


Fig. 6. Articulație plastică din compresiune excentrică la cadrul B_{III}.

Articulațiile plastice din nodurile cadrelor au apărut în stîlpi, la nivelul inferior al fețelor riglelor; articulațiile din noduri precum și cele din cîmp s-au dezvoltat din una sau două fisuri, fiind precedate de o zonă fisurată pe o porțiune destul de mare (fig. 5 și 6).

In timpul încercărilor nu s-a constatat nici un indiciu asupra unor fenomene de instabilitate a structurii. Efectul dominant al ruperii a fost încovoierea şi nu forţa tăietoare.

Rezultatele privind încărcările caracteristice şi capacitatea portantă a cadrelor obţinute din studiul teoretic şi datele experimentale sînt cuprinse în tabela 2 şi fig. 7, unde :

V_1^e, V_2^e — încărcări corespunzătoare formării articulaţiilor plastice *1* şi *2*, deduse din calculul biografic ;

V_m^e — încărcare de transformare în mecanism a cadrului, dedusă din calculul biografic ;

V_m^p — încărcare de transformare în mecanism a cadrului dedusă din calculul plastic direct pe mecanismul final ;

V_1', V_2' — încărcări experimentale de formare a articulaţiilor plastice *1* şi *2* ;

V_m' — încărcare experimentală de formare a mecanismului final ;

V_r' — încărcare experimentală a ruperii plastice a structurii.

In tabela 2, raportul $V_m^e/V_m^p \cong 1$ exprimă concordanţa dintre calculul biografic şi cel plastic efectuat pe mecanismul final, iar rapoartele V_m^e/V_1^e şi V_m'/V_1' coeficienţii de redistribuţie teoretici şi experimentali, reprezentînd comportarea plastică a cadrelor.

Pentru cadrele B_I şi B_{II} coeficienţii de redistribuţie experimentali s-au obţinut din raportul încărcării de transformare în mecanism a cadrului la încărcarea corespunzătoare formării primei articulaţii plastice. A avut loc deci, o redistribuţie completă a eforturilor cu transformarea structurii în mecanism.

La cadrul B_{III} formarea articulaţiei plastice din secţiune *C* a coincis cu epuizarea capacităţii ei de rotire. Din această cauză coeficientul de redistribuţie exprimă raportul dintre încărcarea corespunzătoare formării celei de a doua articulaţii plastice la acea corespunzătoare formării primei arti-

Tabela 2

Incărcări caracteristice. Coeficienţi de redistribuţie

Cadrul	$\varepsilon_0 = \frac{e_0}{h}$	Incărcări teoretice kgf				Incărcări experimentale kgf				$\frac{V_m^e}{V_m^p}$	$\frac{V_m^e}{V_1^e}$	$\frac{V_m'}{V_1'}$	$\frac{V_r'}{V_1'}$
		V_1^e	V_2^e	V_m^e	V_m^p	V_1'	V_2'	V_m'	V_r'				
B_I	1,91	1 940	2 160	2 425	2 420	2 340	2 720	3 120	3 120	1,00	1,25	1,33	1,33
B_{II}	0,94	2 000	2 451	2 626	2 620	2 550	3 000	3 300	3 600	1,00	1,26	1,29	1,41
B_{III}	0,52	1 990	2 735	2 755	2 750	2 550	3 300	3 450	3 600	1,00	1,38	1,29*	1,41

* Valoarea 1,29 reprezintă raportul V_2'/V_1'.

culații plastice. În acest caz redistribuția eforturilor a fost limitată de epuizarea capacității de rotire a unei articulații plastice.

Din tabela 2 și fig. 7 se observă și alte aspecte ale comportării în ansamblu a cadrelor. Atît teoretic cît și experimental, diferențele între încărcările de formare a primei articulații plastice la cele trei cadre sînt mici și datorate diferențelor inerente de alcătuire a cadrelor. Prin micșorarea excentricității încărcărilor verticale pe stîlp, diferența între încărcarea de formare a primei articulații plastice și celei de a doua articulații crește, datorită măririi momentului plastic în secțiunea C, unde apare cea de a doua articulație plastică. Rezultă că și diferențele între încărcările de formare a celei de a doua articulații plastice la cele trei cadre sînt mai mari. În momentul formării mecanismului final diferența între încărcările celor trei cadre este mai mică. Pe măsură ce scade excentricitatea crește încărcarea totală de transformare a structurii în mecanism.

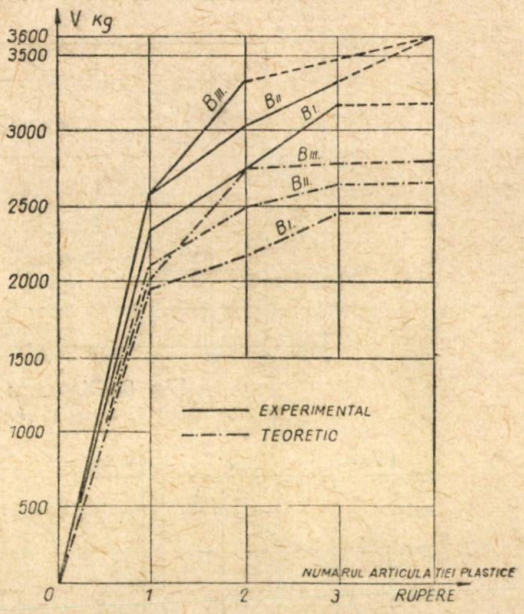


Fig. 7. Încărcări caracteristice.

În tabela 3 sînt redate rezultatele teoretice și experimentale privind comportarea articulațiilor plastice la încovoiere și compresiune excentrică. Se observă că lungimile articulațiilor calculate cu relația (11) sînt mai

Tabela 3

Rotiri teoretice și experimentale

Secțiunea	Cadrul	Lungimea articulației plastice cm		Capacitatea de rotire a articulației plastice 10^{-3} rad.		
		Form. 8	Form. 11	Form. 7	Form. 9	Experimental
E încovoiere	B_I	38,80	21,60	15,85	16,10	27,50
	B_{II}	38,70	22,00	15,40	16,00	15,20*
	B_{III}	37,40	20,15	14,90	14,60	22,10
C compresiune excentrică	B_I	10,70	12,90	3,04	5,55	—
	B_{II}	16,20	12,20	3,11	2,82	5,00*
	B_{III}	18,00	13,90	2,54	1,18	0,00

* Rotiri măsurate pînă la V=3450 kgf (articulația plastică nu s-a distrus).

aproape de realitate. In ceea ce priveşte rotirile admisibile, se constată că cele experimentale sînt mai mari decît cele calculate. Face excepţie secţiunea C a cadrului B_{III}, unde datorită încărcării în trepte începutul curgerii armăturii întinse a coincis cu distrugerea betonului comprimat, neputîndu-se măsura o rotire a acestei secţiuni.

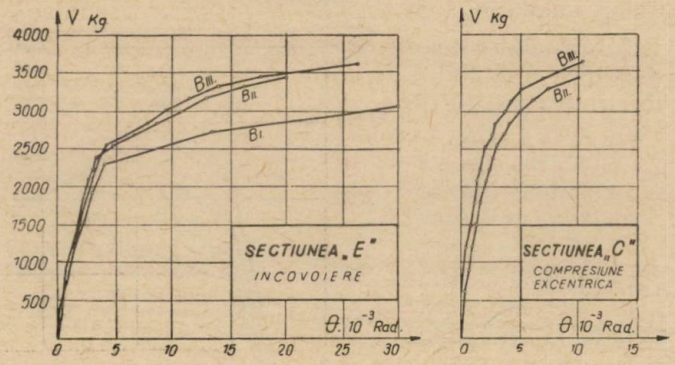


Fig. 8. Diagrame de rotiri.

Obs. La cadrul B_I rotirea în secţiunea C nu s-a măsurat.

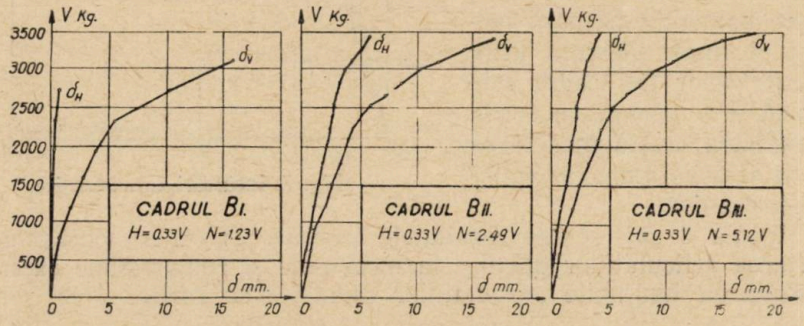


Fig. 9. Diagrame de săgeţi.

Diagramele de rotiri şi săgeţi experimentale (fig. 8 şi 9) ilustrează de asemenea comportarea plastică a cadrelor. Apariţia articulaţiilor plastice micşorează rigiditatea structurii, ducînd la o creştere mai rapidă a deformaţiilor.

Din tabela 3 şi fig. 8 se poate observa capacitatea de rotire mare a secţiunilor încovoiate faţă de cele comprimate excentric. Cu micşorarea excentricităţii capacitatea de rotire scade pînă la zero.

4. CONCLUZII

Studiul teoretic şi experimental privind structurile static nedeterminate de beton armat cu luarea în considerare şi a compresiunii excentrice cu mare excentricitate, a scos în evidenţă comportarea plastică a acestor structuri prin existenţa coeficienţilor de redistribuţie teoretici şi experimentali.

Modificarea momentelor de plastificare ca urmare a variației excentricității în diferite secțiuni duce la o altă redistribuție a eforturilor în structurile static nedeterminate de beton armat.

Epuizarea capacității portante, înainte de transformarea structurii în mecanism, datorită depășirii capacității de rotire a articulațiilor plastice este un caz frecvent întîlnit de care trebuie să se țină seama în proiectare.

Capacitatea de rotire a articulațiilor plastice obținută experimental a rezultat mai mare decît cea calculată.

BIBLIOGRAFIE

1. A. L. L. Baker, The ultimate load theory applied to the design of reinforced and prestressed concrete frames. Concrete Series, London, 1956.
2. F. L. L. Carneiro, Sugestoes para uma norma de calculo plastico de estruturas hiperstaticas de concreto armado. Estrutura, 1961, Nr. 38, Rio de Janeiro.
3. V. I. Murașev, *Trecinoustoicivosti, jostkosti i procinosti jelezobetona.* Masstroiizdat, Moskova, 1950.
4. V. Petcu, Articulația plastică în calculul plastic al structurilor de beton armat. Studii și cercetări de mecanică aplicată, București, 1963, nr. 1.
5. M. D. Hangan, Le calcul des structures hyperstatiques dans le domaine plastique. Annales de l'Institut Technique du Batiment et des Travaux Publics. Paris, Mars-Avril, 1963.
6. C. N. Avram, O. Mîrșu și C. Bob, Incercări privind comportarea cadrelor portal de beton armat în stadiul plastic. Buletinul științific și tehnic al Institutului politehnic Timișoara, iulie-decembrie 1963.

ПОВЕДЕНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПОРТАЛЬНЫХ РАМ В ПЛАСТИЧЕСКОЙ ОБЛАСТИ

(РЕЗЮМЕ)

Работа является продолжением исследования поведения железобетонных портальных рам в пластической области [6].

Были испытаны три рамы, каждая под горизонтальной нагрузкой на уровне ригеля, одна вертикальная посредине ригеля, другая осевая на столбе противоподложном горизонтальной нагрузке. Преследовался эффект общего поведения рам и пластичных шарниров.

Изменение моментов пластификации вследствие изменения эксцентричности в различных сечениях привело к перераспределению усилий (табл. 2 и рис. 7).

Способность вращения пластических шарниров полученных экспериментально больше теоретического.

LE COMPORTEMENT DES PORTIQUES EN BÉTON ARMÉ DANS LE STADE PLASTIQUE

(RÉSUMÉ)

Le présent travail continue l'étude du comportement des portiques doublement encastrés en béton armé dans le stade plastique [6].

On a esayé trois portiques, chacun d'eux étant sollicité par une charge horizontale au niveau de la traverse, une charge verticale au milieu de la traverse et une charge axiale sur la béquille opposée à la charge horizontale. On a recherché l'effet de la compression excentrique sur le comportement général des portiques et le comportement des articulations plastiques.

La modification des moments de plastification, due à la variation de l'excentricité en différentes sections, a mené à une autre redistribution des efforts (tableau 2 et fig. 7).

La capacité de rotation des articulations plastiques déterminé expérimentalement est plus grande que celle théorique.

LINII DE INFLUENȚĂ PENTRU ARCE INCASTRATE CU MOMENTE DE INERȚIE VARIABILE, INCĂRCATE RADIAL *

DE

M. BĂLĂ, GH. POPA, I. DAVID

I. INTRODUCERE

I. Rezolvarea completă a arcelor încastrate are o deosebită importanță în domeniul construcțiilor hidrotehnice.

Arcul încastrat apare ca element static principal încărcat radial, la barajele în arc, barajele în arce multiple, la bolta tunelurilor hidrotehnice etc. [1], [2]. Chiar dacă barajul se calculează prin metode mai avansate (metoda sarcinilor de probă), rezolvarea arcelor plane încastrate este necesară deoarece metoda amintită determină doar repartiția încărcărilor între arce și console.

În cazurile amintite, deși încărcările sînt fixe, datorită complexității lor, tratarea problemei cu ajutorul liniilor de influență merită atenție. O astfel de încărcare complexă, apare pentru arcele văilor asimetrice, unde urmează să fie construite baraje în arc. În aceste condiții încărcările ce revin arcelor (din sistemul spațial arce console) nu sînt simetrice ci au o formă oarecare (ar putea fi de exemplu ca în fig. 1).

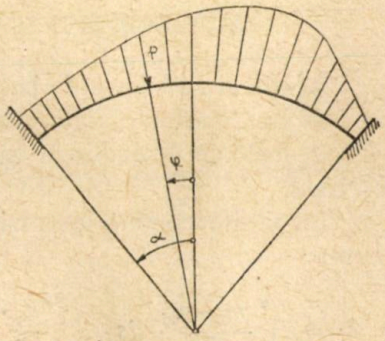


Fig. 1. Încărcarea arcului unui baraj în arc, în cazul unei văi asimetrice.

Rezolvarea unei asemenea scheme statice (fig. 1) cere un volum de muncă foarte mare și un aparat matematic complicat, mai ales că asemenea scheme sînt numeroase în rezolvarea completă a problemei la un baraj. Existența liniilor de influență ale necunoscutelor static nedeterminate ar permite determinarea solicitărilor cu ușurință pentru orice tip de încărcare radială, care poate să apară.

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

În lucrarea de față ne propunem determinarea expresiilor liniilor de influență a elementelor static nedeterminate X_1, X_2, X_3 (fig. 2) pentru arce circulare încastrate, cu secțiune variabilă, încărcate radial.

Arcele cu secțiune variabilă sînt preconizate, deoarece se realizează o echilibrare mai bună a tensiunilor comparativ cu arcele cu secțiune constantă [1].

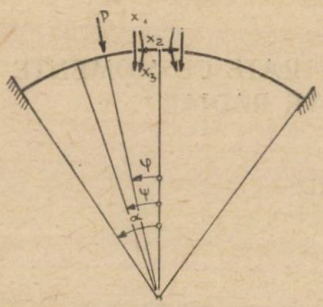


Fig. 2. Sistemul static de bază.

Adoptăm ca lege de variație a secțiunii :

$$t_\psi = \frac{t_0}{\cos a_\psi} \tag{1}$$

t_0 este grosimea arcului la cheie ;

t_ψ — grosimea arcului într-o secțiune curentă determinată de unghiul ψ.

a — un parametru care determină rapiditatea de variație a secțiunii.

În aceste condiții momentul de inerție într-o secțiune curentă este :

$$I_\psi = \frac{t_0^3}{12 \cos^3 a_\psi} . \tag{2}$$

II. METODICA DE CALCUL AL LINIILOR DE INFLUENȚĂ

Admitem ca sistem de bază un arc încastrat și secționat la cheie, unde se introduc mărimile static nedeterminate X_1, X_2, X_3 (fig. 2).

În calcule introducem și efectele forței tăietoare, axiale și efectul curburii.

În aceste condiții expresia generală a deplasării elementare este de forma :

$$\delta_{ij} = 2\int_0^a \frac{m_{\psi i} \cdot m_{\psi j}}{EI_\psi} ds + 2\int_0^a \frac{n_{\psi i} \cdot n_{\psi j}}{EA_\psi} ds + 2k\int_0^a \frac{t_{\psi i} \cdot t_{\psi j}}{EA_\psi} ds - \frac{2}{r}\int_0^a \frac{m_{\psi i,j} \cdot n_{\psi j,i}}{EA_\psi} ds. \tag{3}$$

Solicitările arcului de bază datorită încărcărilor unitare X_1, X_2, X_3 și p, într-o secțiune curentă determinat de (fig. 2) sînt :

$$\begin{aligned}
&m_{\psi_1} = 1 ; \quad m_{\psi_2} = -r(1-\cos\psi) ; \quad m_{\psi_3} = -r \cdot \sin\psi ; \quad m_{\psi_0} = pr \sin(\psi-\varphi) \\
&n_{\psi_1} = 0 ; \quad n_{\psi_2} = \cos\psi ; \quad n_{\psi_3} = -\sin\psi ; \quad n_{\psi_0} = p \sin(\psi-\varphi) \\
&t_{\psi_1} = 0 ; \quad t_{\psi_2} = -\sin\psi ; \quad t_{\psi_3} = -\cos\psi ; \quad t_{\psi_0} = p \cos(\psi-\varphi)
\end{aligned} \tag{4}$$

Notăm $\delta_{ij} = E \cdot \delta'_{ij}$.

Inlocuind expresiile (4) în (3), ținînd seama de legea de variație a secțiunii (1) și efectuînd integrările pe întreg arcul se obțin expresiile deplasărilor specifice :

$$\frac{1}{2}\delta_{11}=3\lambda^3\cdot\frac{1}{r^2}\cdot C_\alpha;\quad \frac{1}{2}\delta_{12}=\left[3\lambda^3\left(\frac{B_\alpha}{2}-C_\alpha\right)-\rho\frac{\lambda}{2}K_\alpha\right]\frac{1}{r}$$

$$\frac{1}{2}\delta_{22}=3\lambda^3\left(\frac{A_\alpha}{2}-B_\alpha+C_\alpha\right)+\frac{\lambda}{2}(F_\alpha+kJ_\alpha)+\rho\lambda(K_\alpha-F_\alpha)$$

$$\frac{1}{2}\delta_{33}=3\lambda^3\left(C_\alpha-\frac{A_\alpha}{2}\right)+\frac{\lambda}{2}(J_\alpha+kF_\alpha)-\rho\lambda J_\alpha \tag{5}$$

$$\Delta_{1p}=\left[\frac{3}{2}\lambda^3 b-\rho\frac{\lambda}{2}f\right]\frac{p}{r};\quad \Delta_{2p}=\left[\frac{3}{2}\lambda^3 g+\frac{\lambda}{4}h+\rho\frac{\lambda}{2}j\right]\cdot p$$

$$\Delta_{3p}=\left[-\frac{3}{2}\lambda^3 b_1-\frac{\lambda}{2}(f_1+kg_1)+\rho\lambda f_1\right]\cdot p.$$

Semnificațiile notațiilor și valoarea integralelor ce apar în calcul sînt date mai jos :

1. Coeficienții A_α, B_α, C_α, F_α, K_α, J_α, sînt invarianți în raport cu încărcarea depinzînd numai de forma geometrică a arcului (α, a). Ei provin din efectuarea integralelor de la 0—α și se pot urmări în [1], [2].

2. Deplasările Δ_{1p}, Δ_{2p}, Δ_{3p}, datorită încărcării radiale unitare mobile, sînt exprimate în funcție de b, f, g, h, j, b_1, f_1, g_1, a căror expresii sînt :

$$b=-\cos\varphi(B'_\alpha-B'_\varphi)-\sin\varphi(B_\alpha-B_\varphi),\quad f=-\cos\varphi(K'_\alpha-K'_\varphi)-\sin\varphi(K_\alpha-K_\varphi)$$

$$g=\cos\varphi\left[(B'_\alpha-B'_\varphi)+\frac{1}{2}(D'_\alpha-D'_\varphi)\right]+\sin\varphi[(B_\alpha-B_\varphi)-(A_\alpha-A_\varphi)];$$

$$h=\cos\varphi[(P'_\alpha-P'_\varphi)(k-1)]+2\sin\varphi[k(J_\alpha-J_\varphi)-(F_\alpha-F_\varphi)]$$

$$j=\cos\varphi[(P'_\alpha-P'_\varphi)+(K'_\alpha-K'_\varphi)]+\sin\varphi[2(F_\alpha-F_\varphi)-(K_\alpha-K_\varphi)] \tag{6}$$

$$b_1=\cos\varphi[2(C_\alpha-C_\varphi)-(A_\alpha-A_\varphi)]+\sin\varphi\left[\frac{1}{2}(D'_\alpha-D'_\varphi)\right]$$

$$f_1=\cos\varphi(J_\alpha-J_\varphi)+\sin\varphi\left[\frac{1}{2}(P'_\alpha-P'_\varphi)\right];$$

$$g_1=\cos\varphi(F_\alpha-F_\varphi)-\sin\varphi\left[\frac{1}{2}(P'_\alpha-P'_\varphi)\right].$$

Poziția forței mobile este determinată de unghiul φ (fig. 2). Funcțiile (6) pun în evidență modul în care Δ_{1p}, Δ_{2p}, Δ_{3p}, depind de poziția forței mobile. Această dependență se realizează prin intermediul coeficienților cu indicele φ.

3. Coeficienții A_φ, B_φ, F_φ, K_φ, J_φ, au aceeași formă ca și cele descrise la punctul 1, pentru $\alpha=\varphi$.

4. B'_a, D'_a, P'_a, K'_a, de asemenea rezultă din efectuarea unor integrale și sînt de forma :

$$B'_a = -8\int_0^a \sin\psi\cdot\cos^3 a\psi\cdot d\psi =$$

$$= \left|\frac{\cos(1+3a)\psi}{1+3a} + \frac{\cos(1-3a)\psi}{1-3a} + 3\frac{\cos(1+a)\psi}{1+a} + 3\frac{\cos(1-a)\psi}{1-a}\right|_0^a$$

$$D'_a = -16\int_0^a \sin\psi\cdot\cos\psi\cdot\cos^3 a\psi\cdot d\psi =$$

$$= \left|\frac{\cos(2+3a)\psi}{2+3a} + \frac{\cos(2-3a)\psi}{2-3a} + 3\frac{\cos(2+a)\psi}{2+a} + 3\frac{\cos(2-a)\psi}{2-a}\right|_0^a \qquad (7)$$

$$P'_a = -4\int_0^a \sin\psi\cdot\cos\psi\cdot\cos a\psi\cdot d\psi = \left|\frac{\cos(2+a)\psi}{2+a} + \frac{\cos(2-a)\psi}{2-a}\right|_0^a$$

$$K'_a = -2\int_0^a \sin\cdot\cos a\psi\cdot d\psi = \left|\frac{\cos(1+a)\psi}{1+a} + \frac{\cos(1-a)\psi}{1-a}\right|_0^a,$$

5. B'_φ, D'_φ, P'_φ, K'_φ, sînt identice cu (7) pentru $\alpha=\varphi$.

6. $\lambda = \frac{r}{t_0}$ unde r este raza fibrei mediane.

7. ρ este un coeficient cu sens figurativ pentru a pune în evidență efectul curburii ($\rho=1$ cu efectul curburii, $\rho=0$ fără efectul curburii).

Avînd în vedere simetria sistemului de bază, ecuațiile canonice se scriu sub forma următoare :

$$\left.\begin{aligned} X_1\delta_{21} + X_2\delta_{12} + \Delta_{1p} &= 0 \\ X_1\delta_{11} + X_2\delta_{22} + \Delta_{2p} &= 0 \\ X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

Avînd expresiile deplasărilor specifice (5) putem determina din ecuațiile canonice (8) expresiile necunoscutelor static nedeterminate :

$$X_1 = \frac{\lambda^2 u_1 + v_1 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u'_1 + v'_1\right)}{\lambda^2 u + v + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u'' + v''\right)}\cdot\frac{1}{2}\cdot p\cdot r; \quad X_2 = \frac{\lambda^2 u_2 + v_2 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u'_2 + v'_2\right)}{\lambda^2 u + v + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u'' + v''\right)}\cdot\frac{1}{2}\cdot p. \qquad (9)$$

$$X_3 = \frac{\lambda^2 u_3 + v_3 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u'_3 + v'_3\right)}{\lambda^2 u' + v' + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2}u''_3 + v''_3\right)}\cdot\frac{1}{2}\cdot p.$$

Funcțiile v (independent cu ce indice apar) pun în evidență efectul forțelor axiale și tăietoare.

Termenii afectați cu coeficientul ρ pun în evidență influența curburii arcului.

Funcțiile u'_i, v'_i, u_i, v_i, se pot exprima cu ajutorul expresiilor (6) și a coeficienților descriși la punctul 1.

$$u_1=3\left[g\left(\frac{B_a}{2C_a}-1\right)-b\left(\frac{A_a}{2C_a}-\frac{B_a}{C_a}+1\right)\right];\quad v_1=\frac{1}{2}\left[h\left(\frac{B_a}{2C_a}-1\right)-b\frac{F_a+kJ_a}{C_a}\right]$$

$$u_2=3\left[b\left(\frac{B_a}{2C_a}-1\right)-g\right];\quad v_2=-\frac{1}{2}h;\quad u_3=3b_1;\quad v_3=f_1+kg_1$$

$$u=1{,}5\left(2A_a-\frac{B_a^2}{C_a}\right);\quad v=F_a+kJ_a;\quad u'=3(2C_a-A_a);\quad v'=J_a+kF_a \qquad (10)$$

$$u'_1=\frac{1}{6C_a}\left[f(2K_a+3J_a-F_a)-\frac{K_a}{2}(2j+h)\right];\quad u'_2=\frac{1}{6C_a}\cdot f\cdot K_a;\quad u'_3=0$$

$$v'_1=j\left(\frac{B_a}{2C_a}-1\right)-d\frac{K_a}{2C_a}-b\frac{K_a-F_a}{C_a}+f\left(\frac{A_a}{2C_a}-\frac{B_a}{C_a}+1\right);\quad u''=-\frac{K_a^2}{6C_a};$$

$$v'_3=-2f_1$$

$$v'_2=-\left[b\frac{K_a}{2C_a}+f\left(\frac{B_a}{2C_a}-1\right)+j\right];\quad v''=\frac{K_a\cdot B_a}{C_a}-2F_a;\quad u''_3=0;\quad v''_3=-2J_a$$

III. CONSTRUIREA LINIILOR DE INFLUENȚĂ

— Se presupune un arc dat prin α, a.

— Se stabilește numărul de puncte pe arc pentru care dorim să calculăm ordonatele liniei de influență (în funcție de precizia dorită $\varphi=\frac{\alpha\cdot i}{n}$ unde $i=0\,;\,1\,;\,2\,;\ldots;\,n$).

— Se calculează coeficienții primari $A_{a,\varphi}$, $B_{a,\varphi}$, $C_{a,\varphi}$, $F_{a,\varphi}$, $K_{a,\varphi}$, $J_{a,\varphi}$, $B'_{a,\varphi}$, $D'_{a,\varphi}$, $K'_{a,\varphi}$, $P'_{a,\varphi}$, cu ajutorul cărora se determină valorile funcțiilor u_i, v_i, u'_i, v'_i, conform expresiilor (10).

— Valorile găsite se înlocuiesc în expresiile (9) obținînd astfel ordonatele liniilor de influență a elementelor static nedeterminate X_1, X_2, X_3.

Expresiile date mai sus deci, sînt suficiente pentru construirea liniilor de influență a necunoscutelor static nedeterminate, pentru întreaga gamă de arce dublu încastrate, încărcate radial.

Calculul este mult ușurat dacă se cunosc valorile numerice ale coeficienților primari A_a, B_a, C_a, F_a, K_a, J_a, B'_a, D'_a, P'_a, K'_a. Din acest motiv dăm tabele cu valorile numerice ale acestor coeficienți pentru diferite valori ale semideschiderii arcului α și parametrul a (tabela 1 și 2).

Observație. Dacă încărcarea este distribuită

$$p=p'\cdot\Delta s=p'\cdot r\cdot\Delta\varphi \qquad (11)$$

unde: p' este încărcarea distribuită pe ml. (Se presupune o distribuție uniformă pe lungimea Δs);
Δs — lungimea elementului de arc;
$\Delta\varphi$ — unghiul corespunzător elementului de arc.

Tabela 1

Expresiile coeficienților	α \ a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$A_a = \frac{\sin 3a\alpha}{3a} + \frac{\sin (2+3a)\alpha}{2(2+3a)} + 3\frac{\sin a\alpha}{a} + 3\frac{\sin (2+a)\alpha}{2(2+a)} + 3\frac{\sin (2-a)\alpha}{2(2-a)}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	1,38204	1,38135	1,37882	1,37466	1,36887	1,36152	1,35254
	20°	2,68200	2,67553	2,65572	2,62579	2,58337	2,53027	2,46754
	30°	3,82640	3,80709	3,74987	3,65731	3,53339	3,38333	3,21326
	40°	4,76200	4,72212	4,60509	4,41979	4,17969	3,90142	3,60296
	50°	5,46040	5,39501	5,20654	4,91559	4,55266	4,15292	3,75044
	60°	5,92080	5,83096	5,57478	5,18950	4,72731	4,24352	3,78478
	70°	6,17240	6,05407	5,75859	5,30352	4,78830	4,26443	3,78801
	80°	6,26920	6,15137	5,82212	5,34484	4,80144	4,26663	3,78802
$B_a = \frac{\sin (1+3a)\alpha}{1+3a} + \frac{\sin (1-3a)\alpha}{1-3a} + 3\frac{\sin (1+a)\alpha}{1+a} + 3\frac{\sin (1-a)\alpha}{1-a}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	1,38920	1,38833	1,38581	1,38163	1,37551	1,36824	1,35932
	20°	2,73600	2,72961	2,71011	2,67803	2,63403	2,57890	2,51395
	30°	4,00000	3,97897	3,91683	3,81634	3,68193	3,51739	3,33534
	40°	5,14240	5,09590	4,96033	4,74606	4,46917	4,14914	3,80843
	50°	6,12800	6,04617	5,80900	5,44471	4,99367	4,50222	4,01422
	60°	6,92800	6,80285	6,44740	5,91844	5,29451	4,65714	4,07229
	70°	7,51760	7,34836	6,87653	6,19736	5,43510	4,70470	4,07935
	80°	7,87340	7,67409	7,11244	6,32731	5,48254	4,73774	4,07937
$C_a = \frac{\sin 3a\alpha}{3a} + 3\frac{\sin a\alpha}{a}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	0,69800	0,69771	0,69646	0,69431	0,69135	0,68761	0,68305
	20°	1,39640	1,39287	1,38275	1,36611	1,34328	1,31474	1,28112
	30°	2,09440	2,08295	2,04916	1,99454	1,92154	1,83333	1,73365
	40°	2,79240	2,76549	2,68657	2,56205	2,40158	2,21704	2,02114
	50°	3,49080	3,43306	3,28584	3,05555	2,77130	2,46480	2,16506
	60°	4,18883	4,09332	3,84307	3,46729	3,03170	2,59808	2,21437
	70°	4,88680	4,74405	4,34981	3,79511	3,19552	2,65241	2,22212
	80°	5,59520	5,37314	4,80316	4,04227	3,27385	2,66575	2,22291
$F_a = \frac{\sin a\alpha}{a} + \frac{\sin (2+a)\alpha}{2(2+a)} + \frac{\sin (2-a)\alpha}{2(2-a)}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	0,34551	0,34548	0,34526	0,34491	0,34442	0,34381	0,34304
	20°	0,67050	0,66993	0,66835	0,66573	0,66206	0,65737	0,65166
	30°	0,95660	0,95499	0,95015	0,94211	0,93092	0,91663	0,89943
	40°	1,19050	1,18718	1,17716	1,16057	1,13761	1,10852	1,07361
	50°	1,36510	1,35959	1,34322	1,31625	1,27911	1,23240	1,17687
	60°	1,48020	1,47264	1,45009	1,41305	1,36233	1,29904	1,22453
	70°	1,54310	1,53397	1,50674	1,46217	1,40146	1,32621	1,23838
	80°	1,56730	1,55731	1,52774	1,47943	1,41383	1,33287	1,23891
$K_a = \frac{\sin (1+a)\alpha}{1+a} + \frac{\sin (1-a)\alpha}{1-a}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	0,34730	0,34722	0,34701	0,34667	0,34618	0,34551	0,34478
	20°	0,68400	0,68349	0,68186	0,67913	0,67533	0,67045	0,66334
	30°	1,00000	0,99824	0,99299	0,98424	0,97210	0,95662	0,93789
	40°	1,28560	1,28169	1,27006	1,25084	1,22423	1,19051	1,15013
	50°	1,53200	1,52517	1,50454	1,47055	1,42380	1,36511	1,29537
	60°	1,73200	1,72148	1,69001	1,63842	1,56792	1,48021	1,37735
	70°	1,87940	1,86507	1,82255	1,75317	1,65906	1,54315	1,40887
	80°	1,96960	1,95226	1,90085	1,81731	1,70473	1,56731	1,40989

Tabela 2

Expresiile coeficienților	α \ a	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$J_\alpha = \frac{\sin a\alpha}{a} - \frac{\sin(2+a)\alpha}{2(2+a)} - \frac{\sin(2-a)\alpha}{2(2-a)}$	0°	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
	10°	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00349	0,00348
	20°	0,02770	0,02763	0,02751	0,02731	0,02703	0,02667	0,02624
	30°	0,09060	0,09029	0,08941	0,08795	0,08592	0,08333	0,08022
	40°	0,20570	0,20455	0,20103	0,19521	0,18719	0,17706	0,16496
	50°	0,38030	0,37690	0,36688	0,35041	0,32786	0,29968	0,26650
	60°	0,61420	0,60648	0,58360	0,54624	0,49553	0,43301	0,36 57
	70°	0,90030	0,88525	0,84062	0,76826	0,67113	0,55318	0,41916
	80°	1,22530	1,19906	1,12186	0,99772	0,83315	0,63674	0,41863
$K'_\alpha = \frac{\cos(1+a)\alpha}{1+a} + \frac{\cos(1-a)\alpha}{1-a}$	0°	2,00000	2,08333	2,38094	3,12500	5,55555	∞+0,50000	−4,54545
	10°	1,96962	2,05293	2,35060	3,09478	5,52531	∞+0,46984	−4,57551
	20°	1,87938	1,95287	2,26093	3,00571	5,43725	∞+0,38302	−4,66083
	30°	1,73206	1,81612	2,11610	2,86357	5,29915	∞+0,25000	−4,78772
	40°	1,53208	1,61766	1,92200	2,67713	5,12302	∞+0,08680	−4,93549
	50°	1,28558	1,37421	1,68768	2,45775	4,92405	∞−0,08683	−5,07951
	60°	1,00000	1,09392	1,42301	2,21854	4,71907	∞−0,25000	−5,19490
	70°	0,68404	0,78608	1,13916	1,97312	4,52505	∞−0,33302	−5,26004
	80°	0,34730	0,46086	0,84763	1,73534	4,35685	∞−0,46984	−5,26262
$P'_\alpha = \frac{\cos(2+a)\alpha}{2+a} + \frac{\cos(2-a)\alpha}{2-a}$	0°	1,00000	1,01010	1,04167	1,09889	1,19047	1,33333	1,56250
	10°	0,93969	0,94980	0,98142	1,03875	1,13044	1,27348	1,50284
	20°	0,76604	0,77642	0,80884	0,86747	0,96101	1,10635	1,33856
	30°	0,50000	0,51143	0,54696	0,61095	0,71151	0,86603	1,10928
	40°	0,17365	0,18753	0,23043	0,30638	0,42382	0,59938	0,86767
	50°	−0,17365	−0,15546	−0,09980	−0,00279	0,14308	0,35412	0,66390
	60°	−0,50000	−0,47584	−0,40242	−0,27670	−0,09182	0,16667	0,53073
	70°	−0,76604	−0,73509	−0,64181	−0,48378	−0,25600	0,05353	0,47418
	80°	−0,93963	−0,90288	−0,79235	−0,60717	−0,34400	0,00699	0,47236
$D'_\alpha = \frac{\cos(2+3a)\alpha}{2+3a} + \frac{\cos(2-3a)\alpha}{2-3a} + 3\frac{\cos(2+a)\alpha}{2+a} + 3\frac{\cos(2-a)\alpha}{2-a}$	0°	4,00000	4,12919	4,68750	8,57055	1,29854	3,20000	4,24107
	10°	3,75876	3,88815	4,44710	8,32057	1,06090	2,96422	4,00759
	20°	3,06416	3,19673	3,76508	7,65687	0,41529	2,34463	3,41874
	30°	2,00000	2,14525	2,75016	6,69845	−0,46291	1,55885	2,73497
	40°	0,69460	0,86897	1,55896	5,63814	−1,35840	0,84416	2,20058
	50°	−0,69460	−0,46930	0,36450	4,65652	−2,09408	0,35117	1,91418
	60°	−2,00000	−1,70419	−0,67653	3,88457	−2,58308	0,10001	1,82065
	70°	−3,06416	−2,68905	−1,45125	3,38181	−2,83605	0,01553	1,80822
	80°	−3,75876	−3,31581	−1,90469	3,13194	−2,92705	0,00053	1,80809
$B'_\alpha = \frac{\cos(1+3a)\alpha}{1+3a} + \frac{\cos(1-3a)\alpha}{1-3a} + 3\frac{\cos(1+a)\alpha}{1+a} + 3\frac{\cos(1-a)\alpha}{1-a}$	0°	8,00000	9,37500	2,59740	8,48214	16,24550	∞+1,25000	−13,80358
	10°	7,87848	9,24347	2,48629	8,36185	16,12669	∞+1,13120	−13,92120
	20°	7,51752	8,89432	2,12196	8,01528	15,79125	∞+0,80946	−14,22687
	30°	6,92824	8,31193	1,56058	7,48611	15,30530	∞+0,37500	−14,60467
	40°	6,12832	7,53011	0,83051	6,83755	14,75807	∞−0,06126	−14,93029
	50°	5,14232	6,58038	−0,01647	6,14212	14,23820	∞−0,40859	−15,13105
	60°	4,00000	5,50030	−0,92587	5,45988	13,81385	∞−0,62500	−15,21062
	70°	2,73616	4,33136	−1,84256	4,87709	13,51869	∞−0,72263	−15,22444
	80°	1,38920	3,11832	−2,71684	4,40114	13,34839	∞−0,74166	−15,23294

Observație:

Valorile intermediare se pot interpola.

Valorile coeficienților care apar sub forma „ ∞± un număr" au următorul înțeles: ∞-ul reprezintă valoarea termenului cu numitorul „1-a" care pentru a=1 devine 0 (termenul al doilea din K'_α și termenul al treilea din B'_α). Numărul „un număr" reprezintă valoarea termenilor finiți din expresia coeficientului.

În expresiile liniilor de influență acești coeficienți totdeauna apar sub forma unor diferențe (ex. $B'_\alpha - B'_\varphi$ pentru o valoare „a" dată). Această diferență este de fapt diferența valorilor finite, deoarece ∞ -ții sînt de același ordin.

Exemplu: $\alpha=70°$, $\varphi=10°$, $a=1$

$$B'_\alpha \; B'_\varphi = (\infty - 0{,}72263) - (\infty + 1{,}13120) = -1{,}85383.$$

. În aceste condiții expresiile (9) devin :

$$X_1 = \frac{\lambda^2 u_1 + v_1 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u_2' + v_2'\right)}{\lambda^2 u + v + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u'' + v''\right)} \cdot \frac{1}{2} \cdot p' \cdot r^2 \Delta\varphi ; \quad X_2 = \frac{\lambda^2 u_2 + v_2 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u_2' + v_2'\right)}{\lambda^2 u + v + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u'' + v''\right)} \frac{1}{2} \cdot p' \cdot r \Delta\varphi$$

$$X_3 = \frac{\lambda^2 u_3 + v_3 + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u_3' + v_3'\right)}{\lambda^2 u' + v' + \rho\left(\frac{1}{\lambda^2} u_3'' + v_3''\right)} \cdot \frac{1}{2} p' r. \tag{9'}$$

IV. EXEMPLU DE CALCUL AL LINIEI DE INFLUENȚĂ

Alegem pentru exemplificare cazul particular al unui arc încărcat simetric. De asemenea nu vom ține seama de efectul curburii.

În acest caz expresiile (9) devin :

$$X_1 = \frac{\lambda^2 u_1 + v_1}{\lambda^2 u + v} pr ; \quad X_2 = \frac{\lambda^2 u_2 + v_2}{\lambda^2 u + v} \cdot p ; \quad X_3 = 0. \tag{12}$$

Avînd valorile coeficienților primari (tabela 1 și 2) s-au calculat valorile u, v, u_1, v_1, u_2, v_2, conform expresiilor (10) și s-au întocmit diagramele acestor funcții (fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8).

Diagramele sînt întocmite pentru $\alpha = 60°$ și diferite valori ale parametrului a.

Pentru exemplu numeric s-a ales valoarea parametrului $a = 0{,}4$ și grosimea relativă $\lambda = \frac{r}{t_0} = 10$ ($r = 100$ m ; $t_0 = 10$ m). De asemenea propunem o încărcare uniform distribuită radial pentru a avea posibilitate de verificare a expresiilor liniilor de influență, prin compararea valorilor X_1, X_2, calculate cu ajutorul liniilor de influență cu valorile obținute prin alte metode existente pentru acest tip de încărcare [1].

Numărul punctelor pe arc :

— pentru determinarea lui X_1, $n = 12 \left(\varphi_i = \frac{60° \cdot i}{n} = 0°, 5°, \ldots, 60°\right)$;

— pentru determinarea lui X_2, $n = 6 \left(\varphi_i = \frac{60° \cdot i}{n} = 0°, 10°, \ldots, 60°\right)$.

Pentru X_2 numărul punctelor este mai mici deoarece datorită variațiilor mai mici pe care le prezintă curbele u_2, v_2, comparativ cu u_1, v_1, și cu acest număr mai redus de puncte putem obține o suficientă precizie.

Încărcarea fiind uniform distribuită expresiile de calcul (12), devin :

$$X_1 = \frac{\lambda^2 u_1 + v_1}{\lambda^2 u + v} \cdot p' \cdot r^2 \cdot \Delta\varphi ; \quad X_2 = \frac{\lambda^2 u_2 + v_2}{\lambda^2 u + v} \cdot p' \cdot r \cdot \Delta\varphi . \tag{12'}$$

Calculele numerice se pot urmări în tabelele 3 și 4 unde sînt determinate valorile X_1, X_2, cu ajutorul liniilor de influență.

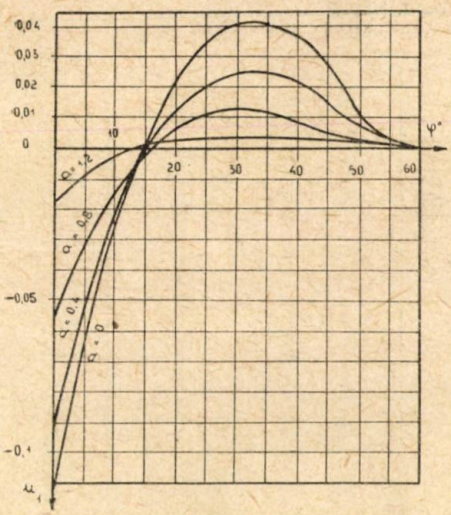


Fig. 3. Valorile funcției u_1.

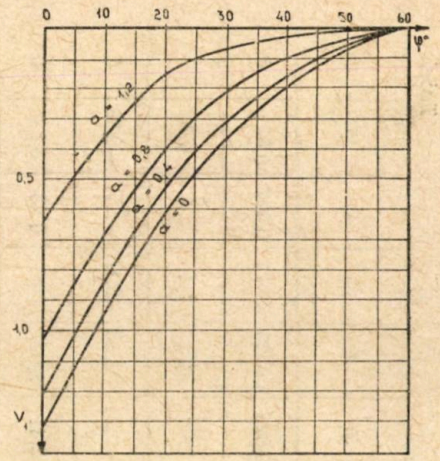


Fig. 4. Valorile funcției v_1.

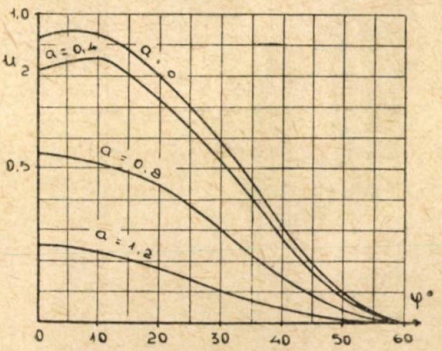


Fig. 5. Valorile funcției u_2.

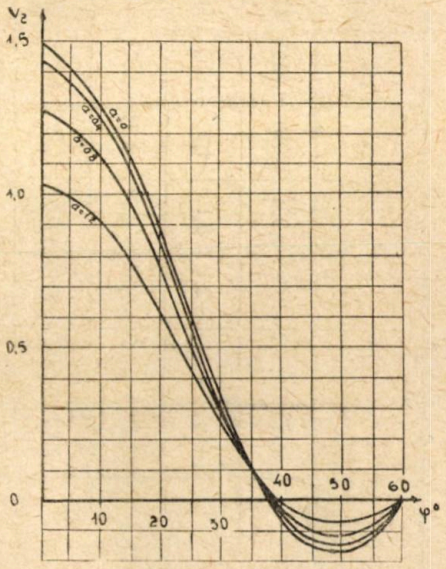


Fig. 6. Valorile funcției v_2.

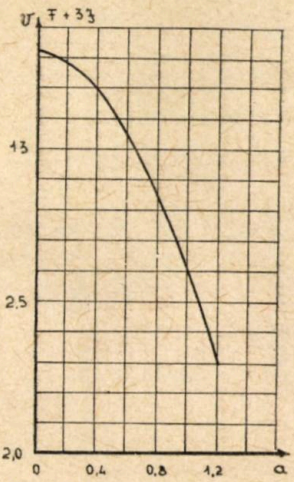


Fig. 7. Valorile funcției v.

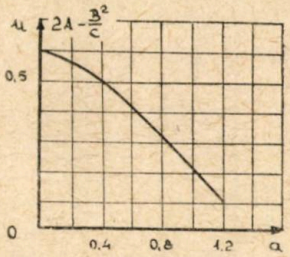


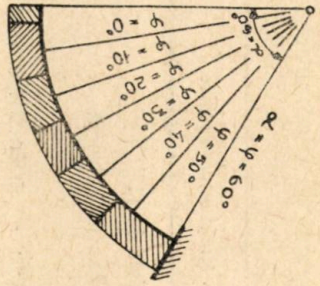
Fig. 8. Valorile funcției u.

Tabela 3

Funcții \ φ	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
u_i	−0,091	−0,051	−0,021	0,001	0,013	0,0215	0,026	0,026	0,0225	0,014	0,007	0,003	0
$\lambda^2 u_1$	−9,1	−5,1	−2,1	0,1	1,3	2,15	2,65	2,65	2,25	1,4	0,7	0,3	0
v_1	−1,22	−1,01	−0,82	−0,67	−0,52	−0,41	−0,32	−0,24	−0,18	−0,12	−0,07	−0,02	0
$\lambda^2 u_1 + v_1$	−10,32	−6,11	−2,92	−0,57	0,78	1,74	2,33	2,41	2,07	1,28	0,63	0,28	0
$\Delta\varphi_{rad.}$	2°30′ 0,0475	5°				0,0873						7°30′ 0,131	0
$(\lambda^2 u_1 + v_1)\,\Delta\varphi_{rad}$	0,4500	$\sum_{q=5^\circ}^{50^\circ} (\lambda^2 u_1 + v_1)\,\Delta\varphi = 1{,}65 \times 0{,}0873 = 0{,}144$										0,037	0
$\sum_{0}^{60^\circ} (\lambda^2 u_1 + v_1)\,\Delta\varphi_{rad.}$	−0,269												
$\lambda^2 u + v$	53,2												
$X_1 = \frac{(\lambda^2 u_1 + v_1)\,\Delta\varphi_{rad.}}{\lambda^2 u_1 + v}\, pr^2$	$= -\frac{0{,}269}{53{,}2} = -0{,}00505\, p'r^2$												

Tabela 4

Funcții \ φ	0	10	20	30	40	50	60
u_2	0,82	0,862	0,724	0,521	0,285	0,083	0
$\lambda^2 u_2$	82	86,2	72,4	52,1	28,5	8,3	0
v_2	1,44	1,25	0,83	0,33	−0,08	−0,15	0
$\lambda^2 u_2 + v_2$	83,44	87,45	73,23	52,43	28,42	8,15	0
$\Delta\varphi_{rad.}$	5° 0,0873	10° 0,1745	10° 0,1745	10° 0,1745	10° 0,1745	15° 0,2618	0
$(\lambda^2 u_2 + v_2)\,\Delta\varphi_{rad.}$	7,278	$\sum_{\varphi=10°}^{40°} (\lambda^2 u_2 + v_2) \times 0{,}1745 = 42{,}146$				2,141	0
$\sum_{0}^{60°} (\lambda^2 u_2 + v_2)\,\Delta\varphi_{rad.}$	51,566						
u	0,5						
$\lambda^2 u$	50						
$\lambda^2 v$	3,2						
$\lambda^2 v + u$	53,2						
$X_2 = \dfrac{(\lambda^2 u_2 + v_2)\,\Delta\varphi_{rad.}}{\lambda^2 u + v}\ p'r$	$= \dfrac{51{,}566}{53{,}2} = 0{,}969\ p'r$						



Schema de repartizare a încărcăturii pe ordonatele liniei de influență.

Pentru compararea rezultatelor valorile X_1, X_2 s-au calculat și printr-o metodă indicată în bibliografie pentru un asemenea tip de încărcare [1]. Valorile comparative se pot urmări în tabela de mai jos :

Modul de determinare	X_1	X_2
După metoda dată în [1]	$-0{,}00501\, p' \cdot r^2$	$0{,}969\, p' \cdot r$
Cu ajutorul liniilor de influență	$-0{,}00505\, p' \cdot r^2$	$0{,}969\, p' \cdot r$

Se observă că diferențele sînt neglijabile ceea ce confirmă exactitatea expresiilor date pentru calculul liniilor de influență a elementelor static nedeterminate. Desigur folosirea liniilor de influență nu este indicată în cazul încărcărilor uniform distribuite (în acest caz problema se rezolvă cu metode mai simple) ci numai în cazul unor încărcări mai complexe.

V. CONCLUZII

— Existența liniilor de influență permite calculul solicitărilor pentru orice tip de încărcare radială.

— Lucrarea conține toate elementele necesare construirii întregii game a liniilor de influență, ceea ce ușurează în mod considerabil posibilitățile de rezolvarea problemelor ce apar în toate domeniile de folosire a arcelor încastrate, încărcate radial.

— Legea de variație adoptată conținînd un parametru a poate să acopere orice altă lege de variație a secțiunii cu o suficientă exactitate. Expresiile deduse deci au un caracter general, valabile pentru orice variație a secțiunii.

— Tabelele coeficienților primari prezentate în lucrare ușurează determinarea liniilor de influență, cu toate că relațiile prezentate la prima vedere par complicate.

— Ultimele verificări confirmă corectitudinea expresiilor prezentate.

BIBLIOGRAFIE

1. W. A. Perkins, Analysis of arch dams of variable thickness, Transaction of the A.S. of C.E. (1952).
2. V. Bauzil, Calcul des barrages-voutes, Travaux, fevrier 1959.
3. G. G. Zubarov, O. E. Bugaeva, Gidrotehniceskie tuneli. Gidrotehniceskih stații.
4. P. Mazilu, *Statica construcțiilor*, vol. II.

ЛИНИИ ВЛИЯНИЯ ДЛЯ ВРЕЗАННЫХ АРОК С МОМЕНТАМИ ПЕРЕМЕННОЙ ИНЕРЦИИ ДЛЯ ЛУЧЕВЫХ РАДИАЛЬНЫХ НАГРУЗОК

(РЕЗЮМЕ)

В работе даны общее методы определения линий влияния нагрузок замкового камня свода для врезанных арок с переменными моментами инерции для радиальных нагрузок. (Закон вариации толщины арки от замкового камя свода к началу свода $t_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}$).

Даны таблицы с числовими данными первичных коэффициентов, с помощью которых выражены линии влияния.

Также дается пример числового расчета для частного случая.

LIGNES D'INFLUENCE POUR DES ARCS ENCASTRÉS AVEC DES MOMENTS D'INERTIE VARIABLE, POUR CHARGEMENTS RADIAUX

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage on nous présente la méthode générale de détermination des lignes d'influence des sollicitations dé la clé de l'arc, pour des arcs encastrés avec des moments d'inertie variable, pour des chargements radiaux.

On tient compt aussi des effets des forces axiales, coupantes et meme de l'effet de la courbure (la loi de la variation de l'épaiseur de l'arc, depui la clé jusqu-aux origines est $t_\psi = \frac{t_0}{\cos a\psi}$).

On donne des tableaux avec les valeurs numeriques des coéficients primaires à l'aide desquels sont exprimées les expressions des lignes d'influence.

Aussi donne-t-on un exemple de calcul numerique pour un cas particulair.

ASUPRA CALCULULUI DEPLASĂRILOR PUNCTUALE PE SISTEME STATIC NEDETERMINATE *

DE

I. FLEȘERIU, M. IVAN, ELENA SCHUCH

Determinarea deplasărilor punctuale pe sistemele static nedeterminate se face — ca și în cazul sistemelor static determinate — cu ajutorul expresiei Maxwell-Mohr, care are forma cunoscută :

$$\Delta_k = \sum \int_0^s \frac{m_k M}{EJ} ds + \sum \int_0^s \frac{n_k N}{EA} ds + \sum \int_0^s k \frac{t_k T}{GA} ds. \tag{1}$$

Din această expresie, rezultă că atît diagramele m_k, n_k, t_k produse de încărcarea unitară, aplicată pe direcția deplasării Δ_k, cît și diagramele M, N, T obținute din încărcarea reală, trebuie determinate pe sistemul real, adică pe sistemul static nedeterminat, fapt care prezintă dezavantajul că necesită un volum mare de lucru.

Pentru calculul deplasărilor punctuale pe sistemele static nedeterminate există însă unele procedee — cunoscute din literatura de specialitate — care permit un calcul mai redus.

Folosind principiul suprapunerii efectelor, deplasarea pe un sistem static nedeterminat poate fi pusă sub forma :

$$\left.\begin{aligned}
&\Delta_k = \Delta_{k0}^{\star} + X_1\delta_{k1}^{\star} + X_2\delta_{k2}^{\star} + \ldots + X_i\delta_{ki}^{\star} + \ldots + X_n\delta_{kn}^{\star} + \\
&+ \bar{X}_1\Delta_{10}^{\star} + \bar{X}_1X_1\delta_{11}^{\star} + \bar{X}_1X_2\delta_{12}^{\star} + \ldots + \bar{X}_1X_i\delta_{1i}^{\star} + \ldots + \bar{X}_1X_n\delta_{1n}^{\star} + \\
&+ \bar{X}_2\Delta_{20}^{\star} + \bar{X}_2X_1\delta_{21}^{\star} + \bar{X}_2X_2\delta_{22}^{\star} + \ldots + \bar{X}_2X_i\delta_{2i}^{\star} + \ldots + \bar{X}_2X_n\delta_{1n}^{\star} + \\
&\quad\vdots \\
&+ \bar{X}_i\Delta_{i0}^{\star} + \bar{X}_iX_1\delta_{i1}^{\star} + \bar{X}_iX_2\delta_{i2}^{\star} + \ldots + \bar{X}_iX_i\delta_{ii}^{\star} + \ldots + \bar{X}_iX_n\delta_{in}^{\star} + \\
&\quad\vdots \\
&+ \bar{X}_n\Delta_{n0}^{\star} + \bar{X}_nX_1\delta_{n1}^{\star} + \bar{X}_nX_2\delta_{n2}^{\star} + \ldots + \bar{X}_nX_i\delta_{ni}^{\star} + \ldots + \bar{X}_nX_n\delta_{nn}^{\star}
\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

unde : Δ_{i0}^{*}, δ_{k1}^{*}, δ_{k2}^{*}; δ_{ki}^{*}, δ_{kn}^{*} sînt deplasările pe direcția deplasării Δ_k determinate pe o formă de bază a sistemului real, obținute din încărcarea exterioară, respectiv din necunoscutele $X_1 = 1$, $X_2 = 1 \ldots X_t = 1 \ldots X_n = 1$, aplicate pe direcția legăturilor suprimate ;

$X_1, X_2, \ldots X_t, \ldots X_n$ — valorile reale ale necunoscutelor din încărcarea exterioară, aplicată pe structura reală ;

$\Delta_{10}^{*}, \Delta_{20}^{*}, \ldots \Delta_{i0}^{*}, \ldots \Delta_{n0}^{*}$ — deplasările după direcția legăturilor suprimate, obținute din încărcarea exterioară pe un sistem de bază al sistemului real ;

$\delta_{11}^{*}, \delta_{12}^{*}, \ldots \delta_{ik}^{*}, \ldots \delta_{nn}^{*}$ — deplasările după direcția legăturilor suprimate, obținute din încărcarea cu necunoscutele unitare ;

$\bar{X}_1, \bar{X}_2, \ldots \bar{X}_t, \ldots \bar{X}_n$ — valorile reale ale necunoscutelor, obținute din încărcarea unitară, aplicată pe sistemul real în punctul k, după direcția deplasării Δ_k.

Necunoscutele $X_1, X_2 \ldots X_t \ldots X_n$ din încărcarea exterioară se obțin prin rezolvarea sistemului de ecuații de condiție (3)

$$\left.\begin{aligned}
&\delta_{11}X_1+\delta_{12}X_2+\ldots+\delta_{1t}X_t+\ldots+\delta_{1n}X_n+\Delta_{10}=0\\
&\delta_{21}X_1+\delta_{22}X_2+\ldots+\delta_{2t}X_t+\ldots+\delta_{2n}X_n+\Delta_{20}=0\\
&\vdots\\
&\delta_{t1}X_1+\delta_{t2}X_2+\ldots+\delta_{tt}X_t+\ldots+\delta_{tn}X_n+\Delta_{t0}=0\\
&\vdots\\
&\delta_{n1}X_1+\delta_{n2}X_2+\ldots+\delta_{nt}X_t+\ldots+\delta_{nn}X_n+\Delta_{n0}=0
\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

și au valorile :

$$X_1=-\frac{D_1}{D},\quad X_2=-\frac{D_2}{D},\ldots X_t=-\frac{D_t}{D},\ldots X_n=-\frac{D_n}{D} \qquad (4)$$

în care : D este determinantul principal al sistemului (3);

D_t — determinanții obținuți prin înlocuirea coloanei i din D cu coloana termenilor liberi trecuți în partea dreaptă a sistemului (3).

Iar necunoscutele $\bar{X}_1, \bar{X}_2 \ldots \bar{X}_t \ldots \bar{X}_n$ rezultă din rezolvarea sistemului (5).

$$\left.\begin{aligned}
&\delta_{11}\bar{X}_1+\delta_{12}\bar{X}_2+\ldots+\delta_{1t}\bar{X}_t+\ldots+\delta_{1n}\bar{X}_n+\Delta_{1k}=0\\
&\delta_{21}\bar{X}_1+\delta_{22}\bar{X}_2+\ldots+\delta_{2t}\bar{X}_t+\ldots+\delta_{2n}\bar{X}_n+\Delta_{2k}=0\\
&\vdots\\
&\delta_{t1}\bar{X}_1+\delta_{t2}\bar{X}_2+\ldots+\delta_{tt}\bar{X}_t+\ldots+\delta_{tn}\bar{X}_n+\Delta_{tk}=0\\
&\vdots\\
&\delta_{n1}\bar{X}_1+\delta_{n2}\bar{X}_2+\ldots+\delta_{nt}\bar{X}_t+\ldots+\delta_{nn}\bar{X}_n+\Delta_{nk}=0
\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

și au valorile :

$$\bar{X}_1 = -\frac{\bar{D}_1}{D}, \quad \bar{X}_2 = -\frac{\bar{D}_2}{D}, \ldots \bar{X}_i = -\frac{\bar{D}_i}{D}, \ldots \bar{X}_n = -\frac{\bar{D}_n}{D}. \tag{6}$$

Observație : În relațiile (1), (3) și (5) s-au notat cu δ^* coeficienții de influență utilizați la calculul deplasării punctuale Δ_k, iar cu δ coeficienții necunoscutelor din sistemul de ecuații (3) și (5).

Au fost utilizate notații diferite pentru a pune în evidență faptul că — cel puțin la prima vedere — pare posibil ca acești coeficienți să fie stabiliți în condiții diferite (de exemplu δ^* ar putea fi calculat cu luarea în considerare a influenței solicitărilor M și N, iar δ cu luarea în considerare numai a influenței lui M).

Expresia (2) poate fi descompusă în două relații :

$$\Delta_{k1} = \Delta^*_{k0} + X_1\delta^*_{k1} + X_2\delta^*_{k2} + \ldots + X_i\delta^*_{ki} + \ldots + X_n\delta^*_{kn} \tag{2 a}$$

și

$$\left.\begin{aligned}
\Delta_{k2} = {} & \bar{X}_1\Delta^*_{10} + \bar{X}_1X_1\delta^*_{11} + \bar{X}_1X_2\delta^*_{12} + \ldots + \bar{X}_1X_i\delta^*_{1i} + \ldots + \bar{X}_1X_n\delta^*_{1n} + \\
& + \bar{X}_2\Delta^*_{20} + \bar{X}_2X_1\delta^*_{21} + \bar{X}_2X_2\delta^*_{22} + \ldots + \bar{X}_2X_i\delta^*_{2i} + \ldots + \bar{X}_2X_n\delta^*_{2n} + \\
& \vdots \\
& + \bar{X}_i\Delta^*_{i0} + \bar{X}_iX_1\delta^*_{i1} + \bar{X}_iX_2\delta^*_{i2} + \ldots + \bar{X}_iX_i\delta^*_{ii} + \ldots + \bar{X}_iX_n\delta^*_{in} + \\
& \vdots \\
& + \bar{X}_n\Delta^*_{n0} + \bar{X}_nX_1\delta^*_{n1} + \bar{X}_nX_2\delta^*_{n2} + \ldots + \bar{X}_nX_i\delta^*_{ni} + \ldots + \bar{X}_nX_n\delta^*_{nn}.
\end{aligned}\right\} \tag{2 b}$$

În mod evident :

$$\Delta_k = \Delta_{k1} + \Delta_{k2}. \tag{2 c}$$

Înlocuind valorile (4) și (6) în expresia (2 b) și dînd factori comuni termenii $\frac{\bar{D}_1}{D}, \frac{\bar{D}_2}{D}, \ldots \frac{\bar{D}_i}{D}, \ldots \frac{\bar{D}_n}{D}$ se obține :

$$\left.\begin{aligned}
\Delta_{k2} = {} & \frac{\bar{D}_1}{D}\left(-\Delta^*_{10} + \frac{D_1}{D}\delta^*_{11} + \frac{D_2}{D}\delta^*_{12} + \ldots + \frac{D_i}{D}\delta^*_{1i} + \ldots + \frac{D_n}{D}\delta^*_{1n}\right) + \\
& + \frac{\bar{D}_2}{D}\left(-\Delta^*_{20} + \frac{D_1}{D}\delta^*_{21} + \frac{D_2}{D}\delta^*_{22} + \ldots + \frac{D_i}{D}\delta^*_{2i} + \ldots + \frac{D_n}{D}\delta^*_{2n}\right) + \\
& \vdots \\
& + \frac{\bar{D}_i}{D}\left(-\Delta^*_{i0} + \frac{D_1}{D}\delta^*_{i1} + \frac{D_2}{D}\delta^*_{i2} + \ldots + \frac{D_i}{D}\delta^*_{ii} + \ldots + \frac{D_n}{D}\delta^*_{in}\right) + \\
& \vdots \\
& + \frac{\bar{D}_n}{D}\left(-\Delta^*_{n0} + \frac{D_1}{D}\delta^*_{n1} + \frac{D_2}{D}\delta^*_{n2} + \ldots + \frac{D_i}{D}\delta^*_{ni} + \ldots + \frac{D_n}{D}\delta^*_{nn}\right).
\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Considerînd un termen oarecare al expresiei (7) şi scriind în mod explicit expresiile determinanţilor D_1 ; D_2 ; ... , D_t ; ... D_n se obţine :

$$\frac{\overline{D}_i}{D}\left(-\Delta^{\star}_{i0}+\frac{D_1}{D}\delta^{\star}_{i1}+\frac{D_2}{D}\delta^{\star}_{i2}+\ldots+\frac{D_t}{D}\delta^{\star}_{ii}+\ldots+\frac{D_n}{D}\delta^{\star}_{in}\right)=$$

$$\frac{D_i}{D}\left[-\Delta^{\star}_{i0}+\begin{vmatrix}\Delta_{10} & \delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \Delta_{20} & \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \Delta_{i0} & \delta_{i1}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \Delta_{n0} & \delta_{n1}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i1}}{D}+\begin{vmatrix}\delta_{11} & \Delta_{10}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \delta_{21} & \Delta_{20}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \delta_{i1} & \Delta_{i0}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n1} & \Delta_{n0}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i2}}{D}+\right.$$

$$\left.+\ldots+\begin{vmatrix}\delta_{11} & \delta_{12}\ldots\Delta_{10}\ldots\delta_{1n}\\ \delta_{21} & \delta_{22}\ldots\Delta_{20}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \delta_{i1} & \delta_{i2}\ldots\Delta_{i0}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n1} & \delta_{n2}\ldots\Delta_{n0}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{ii}}{D}+\ldots+\begin{vmatrix}\delta_{11} & \delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\Delta_{10}\\ \delta_{21} & \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\Delta_{20}\\ \vdots & \\ \delta_{i1} & \delta_{i2}\ldots\delta_{ii}\ldots\Delta_{i0}\\ \vdots & \\ \delta_{n1} & \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\Delta_{n0}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{in}}{D}\right]$$

Dezvoltînd fiecare determinant după coloana care conţine termenii Δ_{10}, Δ_{20}, ... Δ_{i0} ... Δ_{n0} , se poate scrie :

$$\frac{\overline{D}_i}{D}\left(-\Delta^{\star}_{i0}+\Delta_{10}\begin{vmatrix}\delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \delta_{i2}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i1}}{D}-\Delta_{20}\begin{vmatrix}\delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \vdots & \\ \delta_{i2}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i1}}{D}\right.$$

$$\pm\Delta^{i}_{0}\begin{vmatrix}\delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{n}\\ \vdots & \\ \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i1}}{D}\ldots\mp\Delta_{n0}\begin{vmatrix}\delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \delta_{i2}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i1}}{D}$$

$$\left.-\Delta_{10}\begin{vmatrix}\delta_{21}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n}\\ \vdots & \\ \delta_{i1}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n1}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i2}}{D}+\Delta_{20}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n}\\ \vdots & \\ \delta_{i1}\ldots\delta_{ii}\ldots\delta_{in}\\ \vdots & \\ \delta_{n1}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i2}}{D}\right.$$

$$\mp\Delta_{i0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\dots\delta_{1i}\dots\delta_{1n}\\ \delta_{21}\dots\delta_{2i}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\dots\delta_{ni}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i2}}{D}\dots\pm\Delta_{n0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\dots\delta_{1i}\dots\delta_{1n}\\ \delta_{21}\dots\delta_{2i}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\dots\delta_{ii}\dots\delta_{in}\\ \vdots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{i2}}{D}$$

$$\pm\Delta_{10}\begin{vmatrix}\delta_{21}\dots\delta_{22}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\dots\delta_{i2}\dots\delta_{in}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\dots\delta_{n2}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}}{D}\mp\Delta_{20}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{in}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{ii}}{D}$$

$$\pm\Delta_{i0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1n}\\ \delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{ii}}{D}\dots\mp\Delta_{n0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1n}\\ \delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{in}\\ \vdots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{ii}}{D}$$

$$\mp\Delta_{10}\begin{vmatrix}\delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2i}\dots\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{ii}\dots\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{ni}\dots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{in}}{D}\pm\Delta_{20}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1i}\dots\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{ii}\dots\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{ni}\dots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{in}}{D}$$

$$\mp\Delta_{i0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1i}\dots\\ \delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2i}\dots\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{ni}\dots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{in}}{D}\dots\pm\Delta_{n0}\begin{vmatrix}\delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1i}\dots\\ \delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2i}\dots\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{ii}\dots\\ \vdots\end{vmatrix}\frac{\delta^{\star}_{in}}{D}\Bigg)$$

Dacă se dau factori comuni, coeficienţii Δ_{10}, Δ_{20}, ... Δ_{i0}, Δ_{n0} şi se observă că termenii rămaşi în paranteze formează o serie de determinanţi, termenul considerat poate fi pus sub forma :

$$\frac{D_i}{D}\left[-\Delta^{\star}_{i0}+\frac{\Delta_{10}}{D}\begin{vmatrix}\delta^{\star}_{i1}\ \delta^{\star}_{i2}\dots\delta^{\star}_{ii}\dots\delta^{\star}_{in}\\ \delta_{21}\ \delta_{22}\dots\delta_{2i}\dots\delta_{2n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{ii}\dots\delta_{in}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{ni}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}-\frac{\Delta_{20}}{D}\begin{vmatrix}\delta^{\star}_{i1}\ \delta^{\star}_{2i}\dots\delta^{\star}_{ii}\dots\delta^{\star}_{in}\\ \delta_{11}\ \delta_{12}\dots\delta_{1i}\dots\delta_{1n}\\ \vdots\\ \delta_{i1}\ \delta_{i2}\dots\delta_{ii}\dots\delta_{in}\\ \vdots\\ \delta_{n1}\ \delta_{n2}\dots\delta_{ni}\dots\delta_{nn}\end{vmatrix}$$

$$\pm \frac{\Delta_{i0}}{D}\begin{vmatrix} \delta_{i1}^{\star} & \delta_{i2}^{\star}\ldots\delta_{ii}^{\star}\ldots\delta_{in}^{\star} \\ \delta_{11} & \delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n} \\ \vdots & \\ \delta_{n1} & \delta_{n2}\ldots\delta_{ni}\ldots\delta_{nn} \end{vmatrix} \ldots \mp \frac{\Delta_{n0}}{D}\begin{vmatrix} \delta_{i1}^{\star} & \delta_{i2}^{\star}\ldots\delta_{ii}^{\star}\ldots\delta_{in}^{\star} \\ \delta_{11} & \delta_{12}\ldots\delta_{1i}\ldots\delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22}\ldots\delta_{2i}\ldots\delta_{2n} \\ \vdots & \\ \delta_{i1} & \delta_{i2} \quad \delta_{ii} \quad \delta_{in} \\ \vdots & \vdots \quad \vdots \quad \vdots \end{vmatrix}\Bigg] = \tag{8}$$

$$= \frac{\overline{D}_i}{D}\left(-\Delta_{i0}^{\star}+\frac{D_1}{D}\delta_{i1}^{\star}+\frac{D_2}{D}\delta_{i2}^{\star}+\ldots+\frac{D_i}{D}\delta_{ii}^{\star}+\ldots+\frac{D_n}{D}\delta_{in}^{\star}\right).$$

Din analiza expresiei (8) se constată că dacă coeficienţii δ şi $\delta^{\star}$ sînt egali, toţi determinanţii acestei expresii sînt nuli întrucît au două linii identice, cu excepţia determinantului de rangul „i“ care prin schimbarea cîtorva linii între ele devine identic cu determinantul principal D. In aceste condiţii şi dacă este satisfăcută egalitatea $\Delta_{i0}^{\star}=\Delta_{i0}$, se obţine [1]):

$$\frac{\overline{D}_i}{D}\left(-\Delta_{i0}^{\star}+\frac{D_1}{D}\delta_{i1}^{\star}+\frac{D_2}{D}\delta_{i2}^{\star}+\ldots+\frac{D_i}{D}\delta_{ii}^{\star}+\ldots+\frac{D_n}{D}\delta_{in}^{\star}\right)=\frac{\overline{D}_i}{D}(-\Delta_{i0}^{\star}+\Delta_{i0})=0.$$

In mod similar se poate arăta că ceilalţi termeni ai expresiei (7) sînt nuli deci :

$$\Delta_{k2}=0. \tag{9}$$

Ţinînd seama de (2c) şi (9) expresia (2) se reduce la expresia (2a) :

$$\Delta_k=(\Delta_{k1})=\Delta_{k0}^{\star}+X_1\delta_{k1}^{\star}+X_2\delta_{k2}^{\star}+\ldots+X_i\delta_{ki}^{\star}+\ldots+X_n\delta_{kn}^{\star}. \tag{2a}$$

Deplasările $\Delta_{k0}^{\star}$, $\delta_{k1}^{\star},\ldots,\delta_{ki}^{\star},\ldots,\delta_{kn}^{\star}$ se pot scrie sub forma :

$$\begin{aligned}
\Delta_{k0}^{\star} &= \sum\int_0^s \frac{m_k^{\circ}M^{\circ}}{EJ}\,ds+\sum\int_0^s \frac{n_k^{\circ}N^{\circ}}{EA}\,ds+\sum\int_0^s k\,\frac{t_k^{\circ}T^{\circ}}{GA}\,ds \\
\delta_{k1}^{\star} &= \sum\int_0^s \frac{m_k^{\circ}\cdot m_1}{EJ}\,ds+\sum\int_0^s \frac{n_k^{\circ}\cdot n_1}{EA}\,ds+\sum\int_0^s k\,\frac{t_k^{\circ}t_1^{\circ}}{GA}\,ds \\
&\vdots \\
\delta_{ki}^{\star} &= \sum\int_0^s \frac{m_k^{\circ}m_i^{\circ}}{EJ}\,ds+\sum\int_0^s \frac{n_k^{\circ}n_i^{\circ}}{EA}\,ds+\sum\int_0^s k\,\frac{t_k^{\circ}t_i^{\circ}}{GA}\,ds \\
&\vdots \\
\delta_{kn}^{\star} &= \sum\int_0^s \frac{m_k^{\circ}m_n^{\circ}}{EJ}\,ds+\sum\int_0^s \frac{n_k^{\circ}n_n^{\circ}}{EA}\,ds+\sum\int_0^s k\,\frac{t_k^{\circ}t_n^{\circ}}{GA}\,ds.
\end{aligned} \tag{10}$$

[1]) Pentru ca coeficienţii δ_{ik} şi $\delta_{ik}^{\star}$ respectiv Δ_{i0} şi $\Delta_{i0}^{\star}$ să fie identici, este necesar ca ei să fie calculaţi în condiţii identice, adică cu luarea în considerare a influenţei aceloraşi solicitări.

Înlocuind valorile (10) în expresia deplasării (2a) și grupînd termenii se obține :

$$\Delta_k = \sum \int_0^s \frac{m_k^\circ}{EJ}(M^\circ + m_1^\circ X_1 + m_2^\circ X_2 + \ldots + m_i^\circ X_i + \ldots + m_n^\circ X_n)\,ds +$$

$$+ \sum \int_0^s \frac{n_k^\circ}{EA}(N^\circ + n_1^\circ X_1 + n_2^\circ X_2 + \ldots + m_i^\circ X_i + \ldots + n_n^\circ X_n)\,ds +$$

$$+ \sum \int_0^s k\frac{t_k^\circ}{GA}(T^\circ + t_1^\circ X_1 + t_2^\circ X_2 + \ldots + t_i^\circ X_i + \ldots + t_n^\circ X_n)\,ds = \sum \int_0^s \frac{m_k^\circ M}{EJ}\,ds +$$

$$+ \sum \int_0^s \frac{n_k^\circ N}{EA}\,ds + \sum \int_0^s k\frac{t_k^\circ I}{GA}\,ds \qquad (11)$$

unde :

$$M = M^\circ + m_1^\circ X_1 + m_2^\circ X_2 + \ldots + m_i^\circ X_i + \ldots + m_n^\circ X_n$$

$$N = N^\circ + n_1^\circ X_1 + n_2^\circ X_2 + \ldots + n_i^\circ X_i + \ldots + n_n^\circ X_n$$

$$T = T^\circ + t_1^\circ X_1 + t_2^\circ X_2 + \ldots + t_i^\circ X_i + \ldots + t_n^\circ X_n .$$

Dacă se compară relațiile (1) și (11) se ajunge la concluzia cunoscută că pentru calculul deplasării Δ_k, se pot înlocui diagramele m_k, n_k, t_k din (1), obținute pe sistemul static nedeterminat din încărcarea unitară aplicată pe direcția deplasării Δ_k cu diagramele m_k°, n_k°, t_k° determinate pe o formă de bază static determinată a structurii reale, menținînd diagramele M, N, T stabilite pe sistemul static nedeterminat real.

În mod analog se poate arăta că deplasarea Δ_k pe sistemul static nedeterminat se poate scrie sub forma :

$$\Delta_k = \sum \int_0^s \frac{m_k M^\circ}{EJ}\,ds + \sum \int_0^s \frac{n_k N^\circ}{EA}\,ds + \sum \int_0^s k\frac{t_k T^\circ}{GA}\,ds \qquad (12)$$

care arată că pentru calculul deplasării Δ_k pe un sistem static nedeterminat se pot considera diagramele din încărcarea reală pe o structură de bază a structurii reale, menținînd însă diagramele m_k, n_k, t_k din încărcarea unitară aplicată în K stabilite pe sistemul static nedeterminat.

Se remarcă faptul că relația (1) poate fi pusă sub una din formele (11) sau (12) numai dacă sînt satisfăcute condițiile :

$$\delta^* = \delta, \quad \Delta^* = \Delta \qquad (13)$$

adică numai în cazul cînd coeficienții ($\delta^* \Delta^*$) utilizați pentru calculul deplasării Δ_k, au fost calculați cu luarea în considerare a influenței aceleiași solicitări ca și coeficienții (δ, Δ) folosiți la determinarea necunoscutelor X_1, $X_2, \ldots, X_i, \ldots, X_n$ respectiv $\overline{X}_1$, $\overline{X}_2, \ldots, \overline{X}_i \ldots, \overline{X}_n$ cu ajutorul cărora se determină solicitările M, N, T respectiv m_k, n_k, t_k pe sistemul static nedeterminat real.

Astfel de exemplu dacă necunoscutele X au fost calculate cu luarea în considerare numai a influenței momentelor, deplasările pe sistemul static nedeterminat trebuie calculate de asemeni numai din influența momentelor.

Aceeaşi condiţie trebuie respectată şi în cazul cînd în calcule se ţine seama nu numai de influenţa momentelor încovoietoare ci şi de influenţa forţelor normale sau de influenţa forţelor normale şi tăietoare.

Obţinerea unor valori identice utilizînd cel puţin două din relaţiile (1), (11) sau (12), cu respectarea condiţiilor (13), constituie o verificare atît a valorilor deplasării cît şi a diagramelor de eforturi.

Nerespectarea condiţiilor arătate mai sus, face ca prin utilizarea relaţiilor (1), (11) sau (12) să se obţină valori care nu mai concordă între ele.

BIBLIOGRAFIE

I. Mazilu P., *Statica Construcţiilor* II. Editura tehnică, Bucureşti, 1959.

В СВЯЗИ С РАСЧЕТАМИ ТОЧЕЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛЕННЫХ СИСТЕМ

(РЕЗЮМЕ)

Излагаются расчетные варианты которые могут применятся для определения точечных перемещений на статически неопределенных системах, указывая возможности упрощения расчетов, путем замены диаграмм, полученных на статически неопределенной системе, диаграммами установленными на некоторой основной форме первичной системы и уточняются ословия, которые должны соблюдатся ввиду получения одинаковых значений точечных перемещений в любых указанных расчетных вариантах.

SUR LE CALCUL DES DÉPLACEMENTS PONCTUELS SUR LES SYSTEMES HYPERSTATIQUES

(RÉSUMÉ)

On montre les variantes de calcul qui peuvent être utilisées pour la détermination des déplacements ponctuels sur les systèmes hyperstatiques. On indique la possibilité de simplifier les calculs en remplaçant les diagrammes obténus sur le système hyperstatique, par des diagrammes établis sur une forme de base quelquonque du système initial, et on précise les conditions qui doivent être respectées pour obténir les mêmes valeurs des déplacements ponctuels dans toutes les variantes de calcul indiquées.

CONSIDERAȚII ASUPRA ECUAȚIILOR CU DERIVATE PARȚIALE ALE FILTRĂRII RAPIDE *

DE

C. JURA, M. POPESCU

În procesul de limpezire a apei pentru utilizări industriale și potabile, filtrele rapide de nisip cunosc o largă răspîndire deoarece realizează un grad înalt de reținere și admit condiții raționale de uzinaj.

Cu toate că studiile teoretice și încercările experimentale au elucidat o serie de probleme legate de procesul filtrării rapide ca mijloc de separare a impurităților din apa supusă tratării, cercetarea acestui proces, deosebit de complex, întîmpină serioase dificultăți iar posibilitățile de generalizare a rezultatelor sînt reduse. Problemele fizicei matematice care își cer soluționarea în studiul filtrării sînt studiate cu mult interes și discutate de către cercetători cu puncte de vedere diferite. Obiectul de studiu al lucrării de față este una din problemele fizicei procesului de filtrare.

1. CONSIDERAȚII ASUPRA PROCESULUI DE FILTRARE RAPIDĂ

Din punct de vedere mecanic, mișcarea apei prin stratul filtrant se consideră ca mișcarea unui lichid omogen printr-un mediu poros. De asemenea mișcarea se consideră uniformă și permanentă, întrucît luarea în considerare a condițiilor reale ar complica foarte mult relațiile matematice care exprimă desfășurarea procesului fizic.

Prin filtrare rapidă sînt reținute parțial suspensiile, materiile organice și minerale, compuși chimici care suferă unele modificări în procesul filtrării, microorganisme și bacterii. Dimensiunile unor corpusculi reținuți în materialul filtrant sînt de zeci și de sute de ori mai mici în raport cu dimensiunile interspațiilor granulare. Este neîndoios faptul că cea mai mare parte a impurităților este reținută prin adsorbție.

Din considerente de ordin teoretic precum și din practica filtrării rapide, se impune alegerea unui grad optim de neuniformitate a materialului filtrant, a unei porozități corespunzătoare, a granulației și grosimii optime a stratului filtrant față de viteza de filtrare aplicată. Condițiile procesului de filtrare sînt determinate pe de altă parte de proprietățile fizice și chimice ale apei tratate,

---

* Lucrarea prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

între care pe primul plan stau gradul de dispersie, vîscozitatea, temperatura, reacția, acțiunea catalitică, densitatea, concentrația, proprietățile electrocinetice.

Mișcarea browniană este intensă în cazul particulelor cu grad de dispersie coloidal și scade în intensitate pentru suspensii cu grad redus de dispersie. Energia mișcării crește cu temperatura și scade cu vîscozitatea fluidului. Este cunoscută relația lui Einstein, pentru deplasarea medie patratică, de asemenea sînt cunoscute legile lui Fick privind difuziunea. Aplicarea în practică a acestor relații prezintă însă unele dificultăți și ele nu se bucură de aceeași precizie în cazul particulelor cu un grad mai redus de dispersie. In procesul de filtrare, efectul forțelor browniene, ca și al celor provenite din diferența de densitate, este neimportant. Se ține însă seama de energia particulelor, pentru explicarea reținerii în masa filtrantă.

Ca principal factor activ în procesul de adsorbție trebuie considerată influența forțelor intermoleculare de coeziune, de natură fizică, forțele van der Waals. Din forțele obișnuite van der Waals rezultă și tensiunea superficială, de mare însemnătate la coloizi.

Un rol important în procesul de reținere îl dețin forțele electrice. In unele împrejurări, aceste forțe acționează favorabil, suprafața granulelor de nisip curat fiind încărcată cu sarcini negative în timp ce particulele din apă sînt în cea mai mare parte încărcate electro-pozitiv. Desfășurarea în timp a procesului este însă complexă. S-a constatat că potențialul electrocinetic își modifică ușor mărimea cît și sensul în prezența ionilor străini. La cele mai multe substanțe, forțele electrice se manifestă ca forțe de repulsie, care lucrează împotriva forțelor de atracție intermoleculare. Forțele van der Waals descresc cu puterea a șasea a distanței de la suprafața granulelor, pe cînd forțele de repulsie descresc în funcție de distanță după o lege exponențială. Din combinarea acestora rezultă o forță de respingere care prezintă un maximum în zona barierei de energie. Energia particulelor este însă suficient de mare pentru a înfrînge bariera de energie.

Adsorbția particulelor în procesul de reținere depinde ca atare de un număr foarte mare de parametri a căror valoare nu rămîne aceeași în decursul filtrării. De aceeia în studiul procesului se adoptă parametri mai cuprinzători, care să corespundă condițiilor reale în care se desfășoară fenomenul, numiți parametrii filtrării.

2. CONDIȚIILE EXPRIMĂRII MATEMATICE A FENOMENULUI FIZIC

Legea fundamentală a filtrării de regim, stabilită analitic și verificată experimental, este

$$C = C_0 \cdot e^{-Bx} \tag{1}$$

unde C_0 este concentrația inițială B unul din principalii parametri ai filtrării iar C concentrația la adîncimea x de filtrare.

In timp, modificarea ΔC a concentrației atrage după sine modificarea depunerii specifice în porii filtrului, mărime notată cu ρ. Unei creșteri nega-

tive $-\Delta C$ îi corespunde o creștere pozitivă $+\Delta\rho$. Concentrația C se măsoară în mg/dm^3 apă iar depunerea specifică se măsoară obișnuit în mg/dm^3 material filtrant.

Din echilibrul substanțelor reținute la filtrare pe o grosime foarte mică Δx a materialului filtrant, într-o foarte mică perioadă de timp Δt, atunci cînd prin secțiunea transversală S a filtrului trece un debit de apă Q, se obține

$$-\Delta C \cdot Q \cdot \Delta t = S \cdot \Delta\rho \cdot \Delta x \tag{2}$$

Notînd cu v viteza medie aparentă de filtrare, conform relației :

$$Q = v \cdot S \tag{3}$$

și trecînd la diferențiale, se deduce imediat ecuația cu derivate parțiale a filtrării rapide :

$$-v\frac{\partial C}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial t}. \tag{4}$$

În utilizarea acestor relații pentru studiul filtrării s-a mers pe căi diferite, făcîndu-se anumite aprecieri asupra relațiilor suplimentare necesare pentru soluționarea problemei.

Cercetătorul sovietic D. M. Minț, luînd în considerare relații stabilite de I. R. Baylis în studiul procesului de filtrare, presupune următoarea relație între mărimile determinante ale filtrării :

$$-\frac{\partial C}{\partial x} = B \cdot C - \frac{A \cdot \rho}{v}. \tag{5}$$

În partea dreaptă a ecuației, primul membru consideră intensitatea aderării particulelor, la filtrare, pe suprafața materialului filtrant. Acest termen ar rezulta imediat din derivarea relației (1). Ultimul membru consideră intensitatea desprinderii particulelor reținute sau pe cale de a fi reținute, sub acțiunea forțelor hidrodinamice. Acest mod de a considera problema ține seama, într-un mod oarecare, de modul desfășurării procesului de filtrare, așa cum se poate observa în cazul filtrării cu viteze mari cînd au loc deplasări de materiale în masa filtrantă. Prin introducerea celui de-al doilea factor se recunoaște implicit posibilitatea dislocărilor de materiale depuse în stratul filtrant. Acest fenomen este caracteristic filtrării mediilor cu mare mobilitate, cum sînt gazele.

De la început trebuie observat faptul că relații identice sînt luate în considerare la procesul de sorbție a gazelor [3], ecuații care vor fi reluate în prezenta lucrare. Sub unele aspecte, elementele determinante iau parte la mișcare în mod analog, însă mobilitatea gazelor este cu mult mai mare decît a particulelor care intervin în cazul filtrării. Mai trebuie să se țină seama și de faptul că la stabilirea ecuațiilor pentru sorbția gazelor s-au făcut unele ipoteze simplificatoare, prin anularea unor derivate parțiale.

În această metodă de studiu, parametrii A și B sînt considerați constanți. A are dimensiunea [s^{-1}] și este parametrul timpului iar B are dimensiunea [dm^{-1}] și este parametrul spațiului liniar.

Parametrii A și B fiind considerați constante bine determinate într-un anumit proces de filtrare, mărimi care cuprind elementele hotărîtoare în desfășurarea fenomenului, din ecuațiile (4) și (5) se obțin imediat, prin eliminare, relațiile :

$$\frac{\partial^2 C}{\partial x \partial t} + A\frac{\partial C}{\partial x} + B\frac{\partial C}{\partial t} = 0 \tag{6}$$

respectiv

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial n \partial t} + A\frac{\partial \rho}{\partial x} + B\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0. \tag{7}$$

In acest mod de a considera problema, acestea sînt ecuațiile cu derivate parțiale ale filtrării rapide. Ele sînt identice pentru cele două mărimi importante C și ρ, exprimă posibilitățile de modificare a acestora în timp și spațiu însă desigur, la integrare, soluțiile obținute sînt esențial diferite, întrucît condițiile inițiale și condițiile de frontieră impuse sînt diferite. Depunerea specifică la o anumită adîncime este o mărime mereu crescătoare în timp pe cînd concentrarea suspensiilor în apa filtrată cunoaște de la caz la caz cele mai diferite oscilații. Se va arăta în cele ce urmează că prin introducerea celor doi parametri constanți se îngăduie numai o dezvoltare unilaterală, crescătoare, a mărimii C.

In lucrările sale [5], [6] ș.a., D. M. Minț nu procedează la integrarea ecuației (6) ci folosește criteriile similitudinii care se obțin din ecuațiile cu derivate parțiale. Efectuînd încercări experimentale sistematice cu apă pregătită sintetic, în care a dozat hidrat feric, relațiile au fost găsite satisfăcătoare. Este însă cunoscut faptul că forțele electrostatice sînt neglijabile în cazul hidroxidului de fier, care pe de altă parte micșorează încărcarea electronegativă a cvarțului curat din nisipul filtrant, precum și faptul că în general mecanismul mișcării obținute cu fulgi ferici este diferit de procesul filtrării altor particule. Notîndu-se α, β valorile unor constante și cu d diametrul nisipului filtrant, s-au stabilit empiric relațiile :

$$X = B \cdot x = \beta \frac{x}{v^{0,7} d^{1,7}}; \quad T = A \cdot t = \alpha \frac{t \cdot v}{d}. \tag{8}$$

Observînd faptul că în mod real la suprafața filtrului se reține o cantitate apreciabilă de impurități și că de fapt la începutul filtrării se obține în toate stratele apă de calitate din ce în ce mai bună o perioadă de timp, după care urmează supraîncărcarea stratelor și înrăutățirea funcționării lor, fenomen care progresează în adîncime, James Kenneth Ives a analizat amplu posibilitățile de reținere în pori [8]. Mărimile C, ρ, porozitatea p, sînt luate în calcule drept fracțiuni, mărimi adimensionale și se propune o altă relație între parametrii mișcării. Parametrul B din relația (1) nu se admite constant, ci funcție de depozitul specific :

$$B = B_0 + B_1 \cdot \rho - \frac{B_2 \cdot \rho^2}{p_0 - \varepsilon} \tag{9}$$

în care B_0 și p_0 sînt valori inițiale cunoscute iar B_1, B_2 constante. Luarea în considerare a relațiilor (1) și (9) precum și respectarea condiției fizice (4) reflectă mai apropiat desfășurarea fenomenului însă dificultează foarte mult calculul matematic al soluției. Pe această a doua cale s-au efectuat calcule cu mașinile electronice și s-a ajuns la rezultate acceptabile [7].

In lucrarea de față, colectivul și-a propus să cerceteze domeniul de aplicabilitate al ecuației liniare cu derivate parțiale de tip hiperbolic (6), studiind condițiile de filtrare a apei naturale.

3. SOLUȚIA MATEMATICĂ A PROBLEMEI

Pentru a obține soluția ecuației considerate, acceptînd drept condiție inițială

$$C(x, 0) = C_0 \cdot e^{-Bx} \tag{10}$$

și condiție pe frontieră

$$C(0, t) = C_0 \tag{11}$$

s-a folosit metoda lui Riemann, a ecuației adjuncte, cînd se cunosc valorile funcției pe două caracteristici din familii deosebite, ținîndu-se seama de caracteristicile ecuației (6) care sînt liniile

$$x = \text{const.}; \quad t = \text{const.} \tag{12}$$

Este necesară prezentarea pe scurt a considerentelor pe care se bazează metoda ecuației adjuncte dată de Riemann pentru rezolvarea celor două probleme la limită. Plecînd de la o ecuație de forma

$$L(u) \equiv \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + a \frac{\partial u}{\partial x} + b \frac{\partial u}{\partial y} + c \cdot u = 0 \tag{13}$$

în care, în general, $a(x, y)$, $b(x, y)$ și $c(x, y)$ sînt funcții de variabilele x și y, se caută să se asocieze acesteia o a doua ecuație

$$M(v) \equiv \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} - \frac{\partial (av)}{\partial x} - \frac{\partial (bv)}{\partial y} + c \cdot v = 0 \tag{14}$$

unde a, b, c sînt aceleași funcții ca în ecuația dată.

Importanța acestei ecuații provine din faptul că în baza ei se poate scrie:

$$v L(u) - u M(v) \equiv \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial y} \tag{15}$$

unde

$$P = auv + \frac{1}{2}\left(v \frac{\partial u}{\partial y} - u \frac{\partial v}{\partial y}\right) \tag{15 a}$$

și

$$Q = buv + \frac{1}{2}\left(v \frac{\partial u}{\partial x} - u \frac{\partial v}{\partial x}\right) \tag{15 b}$$

identitate care va permite să se reprezinte sub forma integrală unele soluții ale ecuației (13) corespunzînd anumitor condiții.

Calculînd acum, relativ la un domeniu simplu conex $\mathcal{D}$ integrala

$$\iint_{\mathcal{D}} [vL(u)-uM(v)]\,dxdy=\iint_{\mathcal{D}}\left(\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\partial Q}{\partial y}\right)dxdy \tag{16}$$

acesteia i se poate aplica formula lui Green-Cauchy, obținînd

$$\iint_{\mathcal{D}} [vL(u)-uM(v)]\,dxdy=\int_{\Gamma} P(x,\ y)\,dy-Q(x,\ y)\,dx \tag{16a}$$

în care Γ este frontiera domeniului $\mathcal{D}$.

Dacă se consideră un arc $\overset{\frown}{AB}$ cu ecuația $y=y(x)$ care să fie tăiat de orice paralelă la axe în cîte un singur punct și printr-un punct arbitrar $M(\xi,\eta)$ se duc caracteristicile $x=\xi$ și $y=\eta$ care taie arcul AB în punctele M_1, M_2 (fig. 1) și se ține seama că u este o soluție a ecuației (13) și v a ecuației (14), se scrie :

$$\int_{\Gamma} Pdy-Qdx=0 \quad \text{sau} \quad \int_{M_1M} Pdy-\int_{MM_2} Qdx+\int_{M_2M_1} Pdy-Qdx=0. \tag{17}$$

Ținînd seama acum de relațiile (15a), (15b), aceste integrale curbilinii conduc la următorul rezultat :

$$(uv)_M=\frac{1}{2}[(uv)_{M_1}+(uv)_{M_2}]-\int_{M_2M_1} Pdy-Qdx+$$

$$+\int_{M_2M} u\left(\frac{\partial v}{\partial x}-bv\right)dx+\int_{M_1M} u\left(\frac{\partial v}{\partial y}-av\right)dy \tag{18}$$

formulă valabilă oricare ar fi soluțiile u și v ale ecuațiilor (13) și (14). Dacă se particularizează soluția v a ecuației adjuncte astfel încît :

— pe caracteristica $y=\eta$ să avem $\frac{\partial v}{\partial x}-bv=0$, (19a)

— pe caracteristica $x=\xi$ să avem $\frac{\partial v}{\partial y}-av=0$, (19b)

iar în $M(\xi,\eta)$ să avem $v_M=1$ (19c)

funcția v va fi $v(x,y;\xi,\eta)$ și poartă denumirea de funcția lui Riemann. Se poate demonstra existența unei astfel de soluții a ecuației (14). Cu ajutorul ei, ecuația (18) se scrie mai simplu :

$$u_{(M)}=\frac{1}{2}[(uv)_{M_1}+(uv)_{M_2}]-\int_{M_2M_1} Pdy-Qdx. \tag{20}$$

Astfel, dacă se cunosc pe arcul AB valorile funcției u și a derivatelor sale, între acestea existînd relațiile (15 a), (15 b), precum și acelea ale funcției v a lui Riemann, cu ajutorul acestor formule se poate exprima valoarea funcției u într-un punct oarecare din domeniul $\mathfrak{D}$ ceea ce rezolvă problema Cauchy pentru ecuația (13).

Soluția aceleiași ecuații, cînd se cunosc valorile funcției u pe două caracteristici din familii deosebite (problema Picard-Goursat) se poate exprima printr-o formulă analoagă presupunînd că arcul AB se compune din segmentele AD și BD de pe caracteristici (fig. 2).

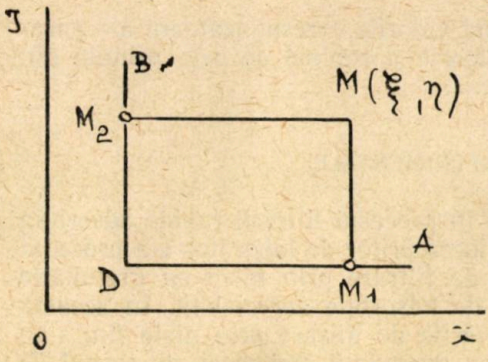


Fig. 1. Schemă pentru determinarea domeniului și a caracteristicilor.

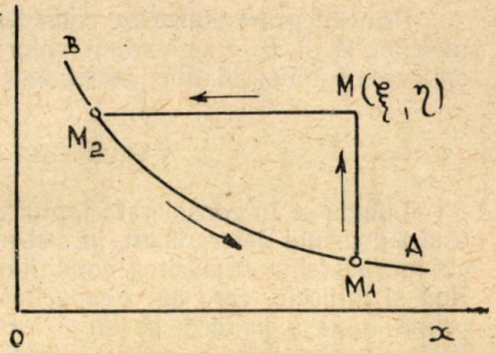


Fig. 2. Schemă pentru efectuarea integrării.

In acest caz, ținînd seama de ecuațiile drumurilor, se obține :

$$u_{(M)}=(uv)_D-\int_{M_1D} v\left(\frac{\partial u}{\partial x}+bu\right)dx-\int_{M_2D} v\left(\frac{\partial u}{\partial y}+au\right)dy. \qquad (21)$$

Utilizînd această metodă în problema de față, soluția ecuației (6), ținînd seama de condițiile date care sînt valorile funcției necunoscute $C(x, t)$ pe caracteristice și de funcția lui Riemann care este soluția unei ecuații de tip Bessel modificat, introducînd următoarele notații pentru mărimile adimensionale :

$$X=B\cdot x \text{ și } T=A\cdot t \qquad (22)$$

este de forma :

$$C(X,\ T)=C_0e^{-X}[e^{-T}I_0(2\sqrt{XT})]+\frac{1}{X}\int_0^{XT} e^{-\frac{\tau}{X}}I_0(2\sqrt{\tau})\,d\tau. \qquad (23)$$

In relație, I_0 este funcția lui Bessel de speța întîia, de ordin zero și argument imaginar. Luînd în considerare relațiile care se cunosc între funcțiile Bessel de speța întîi de argument real J_0 și cele de argument imaginar și anume :

$$J_0(ix)=I_0(x)=1+\frac{\left(\frac{x}{2}\right)^2}{(1!)^2}+\frac{\left(\frac{x}{2}\right)^4}{(2!)^2}+\frac{\left(\frac{x}{2}\right)^6}{(3!)^2}+\ldots \qquad (24)$$

limitînd expresia la primii patru termeni din seriile care intervin şi efectuînd integrarea în aceste condiţii, se obţine pentru funcţia căutată expresia :

$$C(X,\ T)\cong C_0\left\{e^{-X}\left(1+X+\frac{1}{2!}X^2+\frac{1}{3!}X^3+\frac{1}{4!}X^4\right)-\right.$$

$$-e^{-(T+X)}\left[X+\frac{1}{2!}X^2(1+T)+\frac{1}{3!}X^3\left(1+T+\frac{1}{2}T^2\right)+\right.$$

$$\left.\left.+\frac{1}{4!}X^4\left(1+T+\frac{1}{2!}T^2+\frac{1}{3!}T^3\right)\right]\right\}. \qquad (25)$$

Prin integrări numerice, considerînd valorile corespunzătoare ale parametrilor A şi B, s-au obţinut valori foarte apropiate de cele primite din aplicarea soluţiei analitice astfel deduse.

4. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE

Luîndu-se în considerare faptul că în procesul filtrării rapide adsorbţia este fenomenul determinant, în cadrul încercărilor de laborator s-a procedat cu precădere la urmărirea condiţiilor de filtrare prin nisip cu granulaţie fină şi mijlocie, care au o capacitate de adsorbţie apreciabilă. În această primă etapă a lucrării, pe lîngă încercările de filtrare prin nisip fin, s-au luat şi unele probe în cadrul filtrării cu granulaţii mai mari, cu scopul de a se studia comparativ alura curbelor reprezentînd modificările conţinutului în suspensii în timp şi la diferite adîncimi, cu anumiţi parametri ai filtrării, în funcţie de viteză.

Filtrul model este cu secţiune pătrată, avînd latura de 0,54 m, aria secţiunii transversale 0,2916 m² şi s-a încărcat cu nisip de 0,3—0,8 mm pe o grosime utilă de 0,55 m. Coloana de apă s-a putut dezvolta pînă la sarcina de 0,60 m cînd, la un anumit regim, s-a ajuns la limita tehnică a fazei de filtrare. Pentru luarea probelor de apă de la diferite adîncimi s-a aplicat un dispozitiv format din şapte sonde prevăzute cu orificii fine, acoperite cu site. S-a luat un număr foarte mare de probe. Turbiditatea s-a măsurat cu electrofotocolorimetrul iar în paralel au fost efectuate două serii de filtrări prin hîrtie de filtru cantitativ pentru determinarea suspensiilor.

Prin reprezentarea în timp a conţinutului de suspensii în apă la diferite adîncimi de filtrare s-au obţinut curbe cu alură asemănătoare pentru toate încercările efectuate cu valori apropiate ale numărului Reynolds. Se consideră caracteristice experienţele efectuate în următoarele condiţii :

— diametrul echivalent al nisipului filtrant $d_{ec}=0{,}42$ mm ;

— porozitatea nisipului $p=0{,}32$ şi valoarea $(1-p)=0{,}68$;

— coeficientul de formă a nisipului 1,3 şi parametrul liniar calculat $1=0{,}0253$ mm. Cu viteza de filtrare 2,158 m/h = 0,60 mm/s s-a obţinut, introducîndu-se vîscozitatea $\nu=1{,}3$ mm²/s, Re = 0,036.

La acest regim s-a ajuns la limita tehnică în 15 ore. În fig. 3 se reprezintă turbiditatea apei filtrate la adîncimi diferite.

Se pot distinge două etape ale procesului de filtrare. Prima etapă de 6 ore este caracterizată printr-o reducere a turbidităţii în toate secţiunile

stratului filtrant. În etapa doua, de 9 ore cu valoare neschimbată a debitului, turbiditatea crește.

Printr-o foarte mică reducere a debitului, la viteza de filtrare de 2,055 m/h, filtrul a putut funcționa și la al doilea regim de 19 ore, de asemenea cu o etapă de micșorare a turbidității de 9 ore și cu o a doua etapă, de creștere a turbidității, de 10 ore.

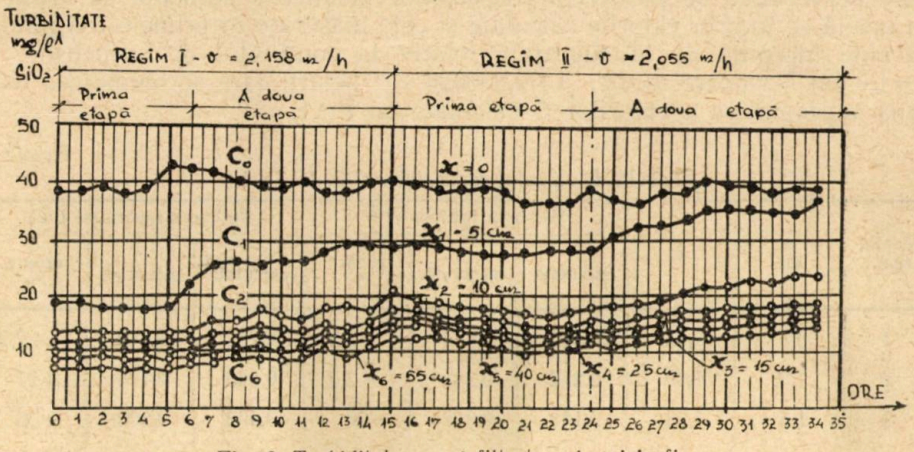


Fig. 3. Turbiditatea apei filtrate prin nisip fin.

Filtrarea prin hîrtie de filtru și cîntărirea cu înaltă precizie a probelor obținute a permis determinarea relațiilor suspensii-turbiditate. Relațiile sînt diferite, pentru diferite pături filtrante (fig. 4).

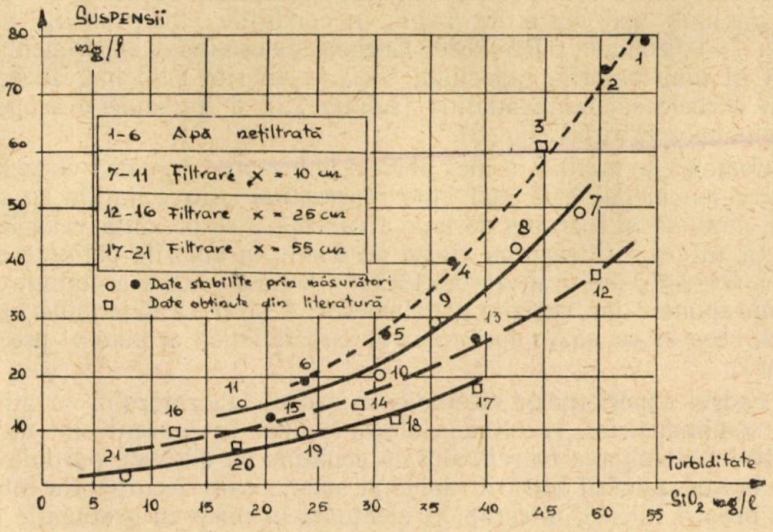


Fig. 4. Prezentarea relațiilor suspensii-turbiditate.

În ce privește conținutul de suspensii, singura apropiere care se poate stabili între curbele calculate analitic și cele determinate experimental are loc în faza creșterilor mari ale suspensiilor, adică în etapa doua din fiecare regim. Suprapunerea nu este însă perfectă. Se observă și un decalaj în timp între dezvoltarea de creșteri a suspensiilor la diferite adîncimi de filtrare. În tabelă se înscriu valorile calculate și cele măsurate în primele trei pături filtrante începînd de la suprafață relativ la conținutul de suspensii, cu $B=1{,}3\ dm^{-1}$ valoare medie, $A=0{,}000028\ s^{-1}$ pentru care se obține cea mai bună suprapunere a valorilor C calculate cu $T=1$.

Tabela 1

Tabelă de calculul rapoartelor C/C_0 la $T=1$

Nr. ord. secț.	x dm	X	Valoarea inițială e^{-X}			Valoarea raportului C/C_0		
			calculată	măsurată	eroare %	calculată	măsurată	eroare %
1	0,5	0,65	0,522	0,504	+3,5	0,762	0,740	+2,9
2	1,0	1,30	0,272	0,281	−3,3	0,563	0,410	+27
3	1,5	1,95	0,142	0,212	−33	0,402	0,260	+35

Rezultatele nu se pot înscrie în cadrul relației fizice (1) cu o valoare unică și constantă B. Diferențele între valorile determinate prin aplicarea soluției ecuațiilor (4), (5) și ca atare (6) și cele măsurate sînt cu atît mai mari cu cît viteza de filtrare este mai redusă. De asemenea diferențele sînt cu atît mai mari cu cît granulația nisipului este mai mică (fig. 5).

Pentru comparație, față de rezultatele de mai sus obținute la viteza de filtrare de 2,055 m/h, prezintă interes rezultatele obținute la viteza de filtrare cu mult mai mare, de 8 m/h, în condițiile: nisip cu $d_{ec}=1{,}1$ mm, $p=0{,}38$; $l=0{,}0869$ mm; $Re=0{,}39$. Curbele determinate experimental, care prezintă în timp valorile raportului C/C_0 la diferite adîncimi, acoperă mai apropiat curbele calculate analitic (relația 25) și îngăduie o acoperire pe toată adîncimea filtrului (fig. 6).

Cu toate că se manifestă încă abateri importante, în cazul vitezelor mari de filtrare fenomenul este mai bine reprezentat prin ecuațiile cu derivate parțiale, studiate în lucrarea de față. În tabela 2 se prezintă valorile raportului C/C_0 în cazul filtrării cu viteza de 8 m/h, la valorile obținute ale constantelor $B=0{,}415\ dm^{-1}$ și $A=0{,}0000084\ s^{-1}$. La $T=0{,}2$ s-a obținut cea mai bună suprapunere iar valorile constantelor A și B se determină cu multă ușurință, ceea ce se poate aprecia ca o caracteristică a metodei preconizate în lucrare.

În cadrul experiențelor efectuate în cadrul laboratorului de alimentări cu apă semiindustrial, rezultatele obținute pînă în prezent sînt de natură de a întări convingerea colectivului că ecuațiile cu derivate parțiale care se aduc la baza explicării filtrării rapide și soluția care decurge din integrarea lor sînt proprii filtrării ultrarapide, efectuată în nisip cu granulație mare și la viteze mari de filtrare, unde adsorbția în masa nisipului este apreciabilă.

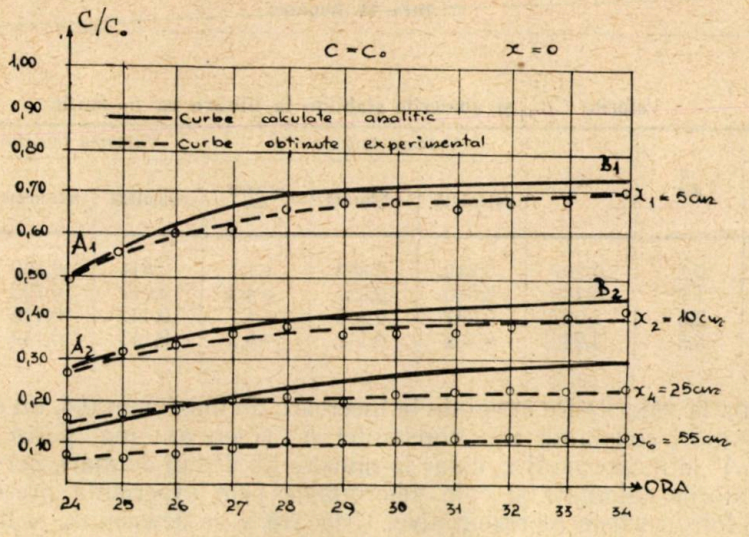


Fig. 5. Valorile raportului C/C_0 în etapa doua, filtrare în nisip fin.

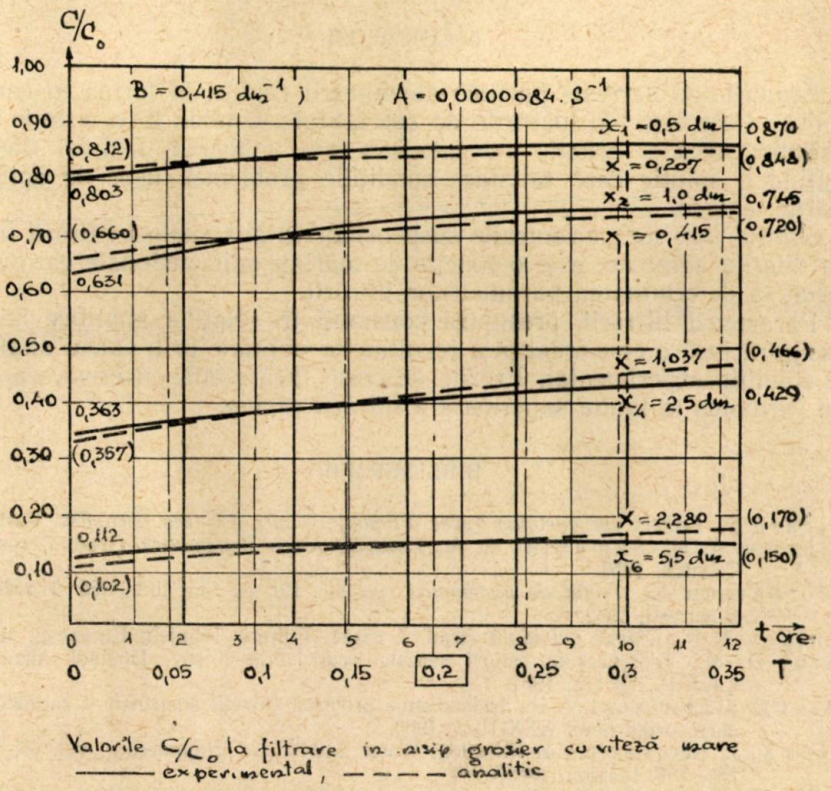


Fig. 6. Valorile raportului C/C_0 la filtrarea în nisip grosier cu v=8 m/h.

Tabela 2

Valorile C/C_0 și abaterile stabilite la filtrare cu v=8m/h

Nr. ord. secț.	x dm	X	Valoare inițială e^{-X}			Valoarea raportului C/C_0		
			calculată	măsurată	eroare %	calculată	măsurată	eroare %
1	0,5	0,207	0,812	0,803	+1,1	0,844	0,860	−1,9
2	1,0	0,415	0,660	0,631	+4,4	0,710	0,725	−2,1
4	2,5	1,037	0,357	0,363	−1,7	0,433	0,415	+4,2
6	5,5	2,280	0,102	0,112	−8,3	0,143	0,140	+2,0

Pînă la valorile Re adoptate la încercări, de maximum 0,4, nu s-au putut obține valori constante ale „constantei B" și cu atît mai puțin ale „constantei A" ,din care motive, chiar la numere Re destul de mari, persistă erori între valorile calculate și cale determinate prin experiență precum și un dacalaj între curbele reprezentative. Urmează a se determina, prin încercări sistematice de laborator, dacă ecuațiile considerate ale filtrării rapide și soluțiile lor sînt valabile numai în cazul mișcării turbulente.

5. CONCLUZII

Ecuațiile cu derivate parțiale ale filtrării rapide, în formă în care sînt propuse și cercetate în lucrările de specialitate, conduc la o ecuație de tip hiperbolic. Această ecuație s-a integrat prin aplicarea metodei Riemann, rezultînd o soluție care satisface condițiile problemei, ușor de aplicat în lucrările tehnice.

Soluția care dă concentrație suspensiilor în apa supusă filtrării în timp și la diferite adîncimi, este o funcție de mărimi adimensionale care conduc imediat la determinarea parametrilor filtrării.

Parametrii filtrării, presupuși constanți în relațiile analitice de bază, nu asigură însă o concordanță a rezultatelor obținute prin calcul analitic cu cele stabilite experimental. Erorile descresc însă odată cu creșterea numărului Reynolds la limita superioară a filtrării rapide.

BIBLIOGRAFIE

1. Picard E., *Lecons sur quelques types d'Equations aux derivees partielles*. Paris, 1927.
2. Tihonov A. N., Samarski A. A., *Ecuațiile fizicii matematice* (trad. l. rusă), Ed. Tehnică, 1956.
3. Ciorănescu N., *Tratat de matematici speciale*. Ed. de Stat didactică și pedagogică, București, 1962.
4. Ruțkov A. P., *Chimie coloidală* (trad. l. rusă). Editura Tehnică, București, 1960.
5. Minț D. M., Teoreticeskie osnovî rasceta vodocistnîh filtrov. Dokladi Akad. Nauk. C.C.C.R., 78 (2), 1951.
6. Minț D. M., Kriștul V. P., Issledovanie protessa filtrații suspensii v zernistom sloe. Jurn. prikl. himii XXXIII, 1, 1960.
7. Ives K. J., New concepts in filtration. Water and Water Engineering, vol. 65, Nr. 785, 786, 787, London, 1961.
8. Ives K. J., Filtration trough a porus septum. Procéedings of the Inst. of. Civ. Eng. 17 (11) 1960.

К ПРИМЕНЕНИЮ УРАВНЕНИЙ С ЧАСТНЫМИ ПРОИЗВОДНЫМИ ПРИ СКОРОСТНОМ ФИЛЬТРИРОВАНИИ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматриваются решения уравнений с частными производными при скоростном фильтровании и интегрируется уравнение с постоянными коэффициентами. Получается уравнение удовлетворяющее условия задачи, в зависимости от безразмерных величин, легко применимое в технических работах.

В области скоростною фильтрования физико-математические уравнения не отражают все этапы скоростного фильтрования. Опытные условия подтверждают результаты установленные расчетом. Параметры фильтрования, предполагаемые постоянными, обеспечивают совпадение теоретических предпосылок с экспериментальными данными одновременно с возрастением числа Рейнольдса при верхнем пределе скоростного фильтрования.

BETRACHTUNGEN ÜBER DIE GLEICHUNGEN MIT PARTIELLEN ABLEITUNGEN DER RAPIDFILTRATION

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden die Lösungen der Gleichungen mit partiellen Ableitungen der Rapidfiltration geprüft und man integriert die Gleichung mit dem konstanten Koefizient. Es ergibt sich eine Gleichung welche den Bedingungen der Aufgabe entspricht, eine Funktion dimensionslosen Grössen, mit bequemer technischer Anwendbarkeit.

Im laufenden Bereich der Rapidfiltration, die Gleichung der matematischen Physik welche zum Grunde des Studiums gelegt wurden, widerspiegeln nur einseitig die Rapidfiltration. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen sind im Einklang mit den rechnerischen Daten.

Die konstanten angenommenen Filtrationsparametern sichern einen zufriedenstellende Übereinstimmung der theoretischen Voraussetzungen mit den experimentellen Ergebnisse aber dies nur für das Anwachsen der Reynoldsschen Zahl gegen die obere Grenze der Rapidfiltration.

INFLUENȚA CONSIDERĂRII DEFORMAȚIILOR PRODUSE DE FORȚELE AXIALE ȘI TĂIETOARE, ÎN CALCULUL STATIC AL UNEI CUPOLE CU NERVURI ȘI INELE *

DE

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, E. FLEȘERIU, M. IVAN, L. GĂDEANU
ELENA SCHUCH, A. DĂNILESCU

1. EXPUNEREA PROBLEMEI

Cupolele cu nervuri și inele sînt structuri formate din bare drepte sau curbe, numite nervuri, dispuse de obicei pe o suprafață de revoluție și legate între ele la diverse nivele prin inele poligonale (fig. 1, *a*) sau circulare (fig. 1, *b*).

Dacă atît nervurile, cît și inelele sînt continue, fiind asamblate între ele rigid sau prin intermediul unor articulații, construcția prezintă un grad mare de nedeterminare statică, care crește considerabil dacă structura are și diagonale.

Există mai multe metode aproximative pentru calculul unor astfel de structuri, toate acestea pleacă însă de la ipoteze simplificatoare care se îndepărtează mult de cazul real.

Un calcul exact al acestor structuri presupune luarea în considerare a tuturor forțelor de legătură din noduri, inclusiv a celor de la chee. Acest procedeu duce însă la un calcul foarte laborios.

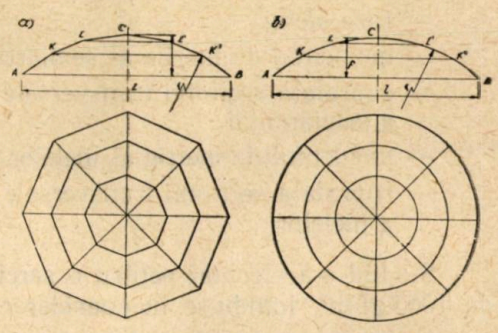


Fig. 1. Cupole cu nervuri și inele:
a — cu inele poligonale; *b* — inele circuare.

Rezultate suficient de exacte se obțin dacă în calcul se iau ca necunoscute numai principalele forțe de legătură, a căror influență este hotărîtoare pentru distribuția eforturilor în elementele structurii. În acest scop este suficient ca în punctul de la chee să se ia în considerare numai componenta orizontală X (din planul unei nervuri) a forței de legătură, componenta verticală Z a aceleiași forțe, precum și momentul încovoietor M_y (cu vectorul

* Lucrarea prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice IPT din 16—17 mai 1964.

perpendicular pe planul nervurii) și ca în celelalte noduri să se introducă numai componentele radiale $K, L \ldots R$ (din planul fiecărui inel) a forțelor de legătură dintre nervuri și inele [1].

Chiar în această ipoteză, calculul continuă să rămînă laborios datorită atît gradului mare de nedeterminare statică a structurii cît și volumului apreciabil de muncă, necesar pentru determinarea coeficienților necunoscutelor din ecuațiile de condiție.

Acest fapt ridică problema stabilirii unui criteriu privind posibilitățile de simplificare a calculului coeficienților necunoscutelor, fără a afecta în mod sensibil prin aceasta valoarea rezultatelor finale.

În acest sens, în cele ce urmează, se expun rezultatele obținute în urma unui studiu comparativ, efectuat în mai multe ipoteze de încărcare și variante de calcul, pentru o cupolă cu nervuri și inele.

2. ANALIZA INFLUENȚEI CONSIDERĂRII DEFORMAȚIILOR PRODUSE DE FORȚELE AXIALE ȘI TĂIETOARE ASUPRA VALORII SOLICITĂRILOR

Structura studiată este alcătuită din opt semiarce (nervuri) și două inele circulare (fig. 1, *b*) și prezintă următoarele caracteristici geometrice:

— deschiderea cupolei	$l = 93{,}500$ m
— săgeata cupolei	$f = 17{,}900$ m
— raza sferei	$r = 70{,}000$ m
— momentul de inerție al semiarcului	$I_a = 1\,810\,000$ cm^4
— suprafața secțiunii transversale a semiarcului	$A_a = 194{,}30$ cm^2
— momentul de inerție al inelelor	$I_l = 1\,333\,000$ cm^4
— suprafața secțiunii transversale a inelelor	$A_l = 124{,}20$ cm^2

Studiul s-a efectuat pentru o sarcină uniform distribuită pe orizontală de 100 kgf/m^2, luîndu-se în considerare următoarele ipoteze de încărcare:

— încărcare pe un sector reprezentînd 1/8 din proiecția orizontală a suprafeței cupolei;

— încărcare pe un sector reprezentînd 1/4 din proiecția orizontală a suprafeței cupolei;

— încărcare pe 1/2 din suprafața cupolei;

— încărcare pe toată suprafața cupolei.

Presupunînd semiarcele articulate la naștere și luînd în considerare pentru fiecare arc numai necunoscutele arătate anterior, considerînd încărcat un singur arc și folosind simetria și antisimetria, pentru cazul de încărcare simetrică se pot stabili [1] ecuațiile de condiție scrise sub formă matricială în tabela 1, iar pentru cazul de încărcare antisimetrică, ecuațiile din tabela 2.

Tabela 1

Sistemul ecuațiilor de condiții în cazul încărcării simetrice

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
δ_{ZZ}	$-\delta_{ZZ}$	—	δ_{ZK}	$-\delta_{ZK}$	—	δ_{ZL}	$-\delta_{ZL}$	—	$\bar{\Delta}_{Z0}$
δ_{ZZ}	—	$-\delta_{ZZ}$	δ_{ZK}	—	$-\delta_{ZK}$	δ_{ZL}	—	$-\delta_{ZL}$	$\bar{\Delta}_{Z0}$
1	2	1	—	—	—	—	—	—	—
δ_{KZ}	—	—	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}$	$2\delta_{01}^{K}$	δ_{02}^{K}	δ_{KL}	—	—	$\bar{\Delta}_{K0}$
—	δ_{KZ}	—	δ_{01}^{K}	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}+\delta_{02}^{K}$	δ_{01}^{K}	—	δ_{KL}	—	—
—	—	δ_{KZ}	δ_{02}^{K}	$2\delta_{01}^{K}$	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}$	—	—	δ_{KL}	—
δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	—	—	$\delta_{LL}+\delta_{00}^{L}$	$2\delta_{01}^{L}$	δ_{02}^{L}	$\bar{\Delta}_{L0}$
—	δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	—	δ_{01}^{L}	$\delta_{LL}+\delta_{00}^{L}+\delta_{02}^{L}$	δ_{01}^{L}	—
—	—	δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	δ_{02}^{L}	$2\delta_{01}^{L}$	$\delta_{LL}+\delta_{00}^{L}$	—

Tabela 2

Sistemul ecuațiilor de condiție în cazul încărcării antisimetrice

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
$2\delta_{XX}$	—	—	$2\delta_{XM}$	—	—	$\bar{\Delta}_{X0}$
$2\delta_{MX}$	—	—	$2\delta_{MM}$	—	—	$\bar{\Delta}_{M0}$
cos 45°	1	—	—	—	—	—
cos 90°	—	1	—	—	—	—
—	—	—	cos 45°	1	—	—
—	—	—	cos 90°	—	1	—

unde :

δ_{XX}, δ_{ZZ}, δ_{MM} $\delta_{XM}=\delta_{MX}$ sînt deplasările punctului de la chee pe direcția necunoscutelor X, Z, M sub acțiunea necunoscutelor unitare $X=1$, $Z=1$, $M=1$;

δ_{ZK}, δ_{ZL} — deplasările verticale ale punctului de la chee sub acțiunea a două forțe unitare și de sens contrar, aplicate pe arc în punctele simetrice K sau L ;

δ_{KK}, δ_{LL} — deplasarea relativă (orizontală) a punctelor K sau L sub acțiunea a două forțe unitare, aplicate în punctele simetrice K, respectiv L ;

$\delta_{KL}=\delta_{LK}$ — deplasarea relativă a punctelor K sau L sub acțiunea a două forțe unitare aplicate în punctele simetrice L, respectiv K ;

δ_{00}^{K}, δ_{01}^{K}, δ_{02}^{K} — variația diametrului (în planul arcului „0") inelului K, respectiv L, sub acțiunea unui grup de două forțe unitare, diametral opuse, aplicate pe inelul K, respectiv L, în planul arcelor 0, 1 sau 2 ;

δ_{00}^{L}, δ_{01}^{L}, δ_{02}^{L}

$\bar{\Delta}_{X0}$, $\bar{\Delta}_{Z0}$ — deplasarea orizontală, respectiv verticală a punctului de la chee a arcului 0 considerat independent, sub acțiunea încărcării exterioare ;

$\bar{\Delta}_{M0}$ — rotirea secțiunii de la chee a aceluiași arc sub acțiunea încărcării exterioare ;

$\bar{\Delta}_{K0}$, $\bar{\Delta}_{L0}$ — deplasarea relativă a punctelor K sau L ale arcului 0 considerat independent, sub acțiunea încărcării exterioare.

Notînd, în general, coeficienții de mai sus cu δ_{ih} respectiv δ_{ih}^{K} sau δ_{ih}^{L}, aceștia pot fi calculați cu ajutorul formulei Maxwell-Mohr :

$$\delta_{ih}=(\delta_{ih}^{K})=(\delta_{ih}^{L})=\int_0^s \frac{m_i^y m_h^y}{EI_y}\,ds+\int_0^s \frac{m_i^z m_h^z}{EI_z}\,ds+\int_0^s \frac{n_i n_h}{EA}\,ds+\int_0^s K_z \frac{t_i^y t_h^y}{GA}\,ds+$$

$$+\int_0^s K_z \frac{t_i^z t_h^z}{GA}\,ds+\int_0^s \frac{m_i^t m_h^t}{G\theta}\,. \qquad (1)$$

În relația (1) termenii proveniți din influența momentelor încovoietoare m^z a forțelor tăietoare t^y și a momentelor de torsiune m^t nu se iau în considerare, în conformitate cu ipoteza — deja acceptată la alegerea necunoscutelor (1) — pe baza căreia s-a admis că momentele M^z, forțele tăietoare T^y și momentele de torsiune M^t au valori neglijabile.

Pentru a putea aprecia influența pe care o au asupra rezultatelor finale ale calculelor termenii proveniți din influența forțelor normale n și a forțelor tăietoare t^z și a trage concluzii în privința posibilităților de simplificare a calculului coeficienții δ_{ih} respectiv δ_{ih}^{K} sau δ_{ih}^{L} au fost calculați, în studiul efectuat, în trei variante : cu luarea în considerare numai a influenței momentelor asupra deformațiilor, cu luarea în considerare a influenței mo-

mentelor încovoietoare și a forțelor axiale respectiv a influenței momentelor, forțelor axiale și forțelor tăietoare [1] :

$$\delta_{ih}=\int_0^s \frac{m_i m_h}{EI}\,ds \tag{2 a}$$

$$\delta_{ih}=\int_0^s \frac{m_i m_h}{EI}\,ds+\int_0^s \frac{n_i n_h}{EA}\,ds \tag{2 b}$$

$$\delta_{ih}=\int_0^s \frac{m_i m_h}{EI}\,ds+\int_0^s \frac{n_i n_h}{EA}\,ds+\int_0^s k\frac{t_i t_h}{GA}\,ds. \tag{2 c}$$

Pe această cale s-au obținut coeficienții necunoscutelor din sistemele de ecuații de condiție din tabelele 3, 4, 5, 6, 7 și 8.

Din analiza comparativă a valorilor din tabelele 3 și 4, în raport cu valorile mai exacte din tabelele 7 și 8, rezultă că neglijarea influențelor forțelor normale și tăietoare duce la diferențe procentuale ale coeficienților necunoscutelor cuprinse între —22% și +24% în ipoteza încărcării simetrice și la diferențe cuprinse între —8,5% și +0,5% în ipoteza încărcării antisimetrice, precum și la diferențe procentuale ale termenilor liberi cuprinse între —40% și +134% în ipoteza încărcării simetrice și la diferențe cuprinse între —1% și +1% în ipoteza încărcării antisimetrice.

Aceste diferențe scad însă în mod simțitor dacă în calcule se neglijează numai influența forțelor tăietoare asupra deformațiilor. Astfel, din compararea valorilor din tabelele 5 și 6, cu cele din tabelele 7 și 8, rezultă diferențe procentuale ale coeficienților necunoscutelor cuprinse între —5% și 0% în ipoteza încărcării simetrice și diferențe cuprinse între —1% și 0% în ipoteza încărcării antisimetrice, respectiv diferențe procentuale ale termenilor liberi cuprinse între —6% și 0% pentru încărcarea simetrică și între —1% și +1% pentru încărcarea antisimetrică.

Abateri de la constatările de mai sus se obțin numai pentru o parte din coeficienții necunoscutelor, proveniți din deformațiile inelului superior (inelul L), la care influența exercitată de forțele normale și forțele tăietoare se manifestă mai puternic, ca o consecință a faptului că expresia deformațiilor produse de momentele încovoietoare este proporțională cu r^3 (unde r este raza inelului), în timp ce deformațiile provenite din acțiunea forțelor normale și tăietoare sînt proporționale numai cu r. Așa cum se arată în continuare, aceste abateri influențează însă în mică măsură valorile solicitărilor din elementele structurii.

Prin rezolvarea sistemelor de ecuații din tabelele 3 ... 8, se obțin valorile necunoscutelor arătate în tabelele 9 ... 11.

Comportarea valorilor necunoscutelor arată că în cazul cînd nu se ia în considerare influența forțelor normale și a forțelor tăietoare (tabela 9), aceste necunoscute diferă considerabil față de valorile mai exacte, din tabela 11 și că aceste diferențe se reduc în mod simțitor și au o influență redusă asupra mărimii solicitărilor — așa cum se arată în cele ce urmează

[1] Pentru simplificare s-au făcut notațiile : $m_i^y=m_i$; $m_h^y=m_h$; $t_i^z=t_i$; $t_h^z=t_h$; $I_y=I$ și $k_y=k$.

Tabela 3

Sistemul ecuațiilor de condiție stabilit în cazul încărcării simetrice prin luarea în considerare numai a influenței momentelor încovoietoare

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
549,56	−549,56	—	−369,56	+369,56	—	−117,79	+117,79	—	−3 835,71
549,56	—	−549,56	−369,56	—	+369,56	−117,79	—	+117,79	−3 835,71
1,00	2,00	1,00	—	—	—	—	—	—	—
−369,56	—	—	8 073,08	−561,04	−7 115,66	64,89	—	—	2 868,36
—	−369,56	—	−280,52	957,42	−280,52	—	64,89	—	—
—	—	−369,56	−7 115,66	−561,04	8 073,08	—	—	64,89	—
−117,79	—	—	64,89	—	—	842,67	−58,31	−739,51	793,94
—	−117,79	—	—	64,89	—	−29,15	103,16	−29,15	—
—	—	−117,79	—	—	64,89	−739,51	−58,31	842,67	—

Tabela 4

Sistemul ecuațiilor de condiție, stabilit în cazul încărcării antisimetrice, prin luarea în considerare numai a influenței momentelor încovoietoare

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
668,713	—	—	−83,046	—	—	17·021,337
−83,046	—	—	15,970	—	—	−1 934,365
0,707	1,000	—	—	—	—	—
0,000	—	1,000	—	—	—	—
—	—	—	0,707	1,000	—	—
—	—	—	0,000	—	1,000	—

Tabela 5

Sistemul ecuațiilor de condiție, stabilit în cazul încărcării simetrice, stabilit prin luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare și forțelor axiale

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
658,99	−658,99	—	−337,93	+337,93	—	−91,34	+91,34	—	−1 536,56
658,99	—	−658,99	−337,93	—	337,93	−91,34	—	+91,34	−1 536,56
1,00	2,00	1,00	—	—	—	—	—	—	—
337,93	—	—	8 137,08	−499,00	−7 091,09	+81,86	—	—	3 436,79
—	−337,93	—	−249,50	1 046,71	−249,50	—	81,86	—	—
—	—	−337,93	−7 091,09	−499,00	8 137,80	—	—	81,86	—
−91,34	—	—	81,86	—	—	881,02	−29,14	−727,96	1 315,47
—	−91,34	—	—	81,86	—	−14,57	153,06	−14,57	—
—	—	−91,34	—	—	81,86	−727,96	−29,14	881,02	—

Tabela 6

Sistemul ecuațiilor de condiție, stabili în cazul încărcării antisimetrice, prin luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare și a forțelor axiale

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
721,012	—	—	−82,672	—	—	16·951,024
−82,672	—	—	15,974	—	—	−1 935,378
0,707	1,000	—	—	—	—	—
0,000	—	1,000	—	—	—	—
—	—	—	0,707	1,000	—	—
—	—	—	0,000	—	1,000	—

Tabela 7

Sistemul ecuațiilor de condiție, stabilit în cazul încărcării simetrice, prin luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare, forțelor axiale și forțelor tăietoare

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
679,30	−679,30	—	−345,95	+345,95	—	−95,04	+95,04	—	−1 635,44
679,30	—	−679,30	−345,95	—	+345,95	−95,04	—	+95,04	−1 635,44
1,00	2,00	1,00	—	—	—	—	—	—	—
−345,95	—	—	8 268,65	−522,20	−7 167,54	+82,93	—	—	3 513,61
—	−345,95	—	−261,10	1 101,11	−261,10	—	82,93	—	—
—	—	−345,95	−7 167,54	−522,20	8 268,65	—	—	82,93	—
−95,04	—	—	82,93	—	—	939,03	−40,04	−763,90	1 335,34
—	−95,04	—	—	82,93	—	−20,02	175,13	−20,02	—
—	—	95,04	—	—	82,93	−763,90	−40,04	939,03	—

Tabela 8

Sistemul ecuațiilor de condiție, stabilit în cazul încărcării antisimetrice, prin luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare, forțelor axiale și forțelor tăietoare

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
728,393	—	—	−82,620	—	—	17 137,530
−82,620	—	—	16,030	—	—	−1 917,423
0,707	1,000	—	—	—	—	—
0,000	—	1,000	—	—	—	—
—	—	—	0,707	1,000	—	—
—	—	—	0,000	—	1,000	—

Tabela 9

Valoarea necunoscutelor calculate cu luarea în considerare numai a influențelor momentelor încovoietoare

Arcul	Valoarea necunoscutelor				
	Z (tf)	K (tf)	L (tf)	X (tf)	M (tfm)
0	+5,202	−1,487	−2,314	−29,394	−31,726
1	−1,717	−1,365	−2,415	+20,785	+22,434
2	−1,768	−1,468	−2,332	0,000	0,000

Tabela 10

Valoarea necunoscutelor calculate cu luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare și a forțelor axiale

Arcul	Valoarea necunoscutelor				
	Z (tf)	K (tf)	L (tf)	X (tf)	M (tfm)
0	+1,216	−1,831	−3,672	−23,656	−1,270
1	−0,143	−0,857	−0,261	+16,727	+0,898
2	−0,931	−1,657	−2,985	0,000	0,000

Tabela 11

Valoarea necunoscutelor calculate cu luarea în considerare a influenței momentelor încovoietoare, a forțelor axiale și a forțelor tăietoare

Arcul	Valoarea necunoscutelor				
	Z (tf)	K (tf)	L (tf)	X (tf)	M (tfm)
0	+1,307	−1,784	−3,435	−23,978	−3,970
1	−0,195	−0,835	−0,418	+16,955	+2,807
2	−0,917	−1,610	−2,754	0,000	0,000

— dacă în calcule se neglijează numai influența forțelor tăietoare (tabela 10). Cu ajutorul necunoscutelor din tabelele 9 ... 11 se obțin componentele verticale și orizontale ale reacțiunilor de sprijin, folosind relațiile:

$$V = \overline{V} + V_X X + V_M M + V_Z Z + V_K K + V_L L \qquad (3\,a)$$

$$H = \overline{H} + H_X X + H_M M + H_Z Z + H_K K + H_L L \qquad (3\,b)$$

unde : $\bar{V}$, $\bar{H}$ sînt componentele reacţiunii din încărcarea exterioară calculate pentru arcul dublu articulat, considerat independent,

V_X, V_M, V_Z, V_K, V_L — componentele reacţiunilor din încărcarea cu necunoscutele unitare,

H_X, H_M, H_Z, H_K, H_L

şi solicitările din elementele structurii :

$$M=\sum(V-\sum P)\Delta X-\sum H\Delta Z \tag{4 a}$$

$$N=-(V-\sum P)\sin\varphi-\sum H\cos\varphi \tag{4 b}$$

$$T=(V-\sum P)\cos\varphi-\sum H\sin\varphi \tag{4 c}$$

unde : $\sum P$ este suma forţelor verticale din stînga secţiunii considerate,

$\sum H$ — suma forţelor orizontale (H, K, L) din stînga secţiunii considerate,

ΔX, ΔZ — diferenţele coordonatelor a două puncte succesive în care se calculează solicitările,

φ — unghiul de înclinare, faţă de orizontală, al tangentei geometrice la arc, în punctul considerat.

Pe baza relaţiilor (4) şi utilizînd principiul suprapunerii efectelor s-au calculat solicitările în cele 4 ipoteze de calcul amintite anterior, pentru fiecare din cele 3 variante de calcul :

— varianta I : cu luarea în considerare numai a influenţei momentelor asupra deformaţiilor,

— varianta II : cu luarea în considerare a influenţei momentelor şi forţelor axiale,

— varianta III : cu luarea în considerare a influenţei momentelor, a forţelor axiale şi a forţelor tăietoare.

Diagramele de variaţie ale solicitărilor, pentru toate variantele de calcul şi ipotezele de încărcare sînt reprezentate în fig. 2, 3 şi 4.

Analizînd în mod comparativ valorile solicitărilor şi excluzînd mărimile nesemnificative ale acestora, obţinute pe porţiunile în care solicitările sînt reduse sau schimbă se semn, se constată că neglijarea influenţei forţelor normale şi tăietoare (varianta I de calcul), respectiv neglijarea influenţei provenită numai din acţiunea forţelor tăietoare (varianta II de calcul) duce — în raport cu valorile mai exacte determinate cu luarea în considerare a influenţei momentelor, forţelor axiale şi forţelor tăietoare (varianta III de calcul) — la diferenţele procentuale arătate în tabela 12.

Din tabela 12 rezultă că diferenţele procentuale ale valorilor solicitărilor obţinute în varianta I de calcul, faţă de valorile din varianta III sînt mari în toate ipotezele de încărcare considerate, în schimb diferenţele procentuale ale valorilor obţinute în varianta II de calcul faţă de valorile din varianta III sînt mici în toate cazurile, cu excepţia celor determinate pentru momentele încovoietoare şi forţele tăietoare în ipoteza de încărcare pe toată suprafaţa cupolei.

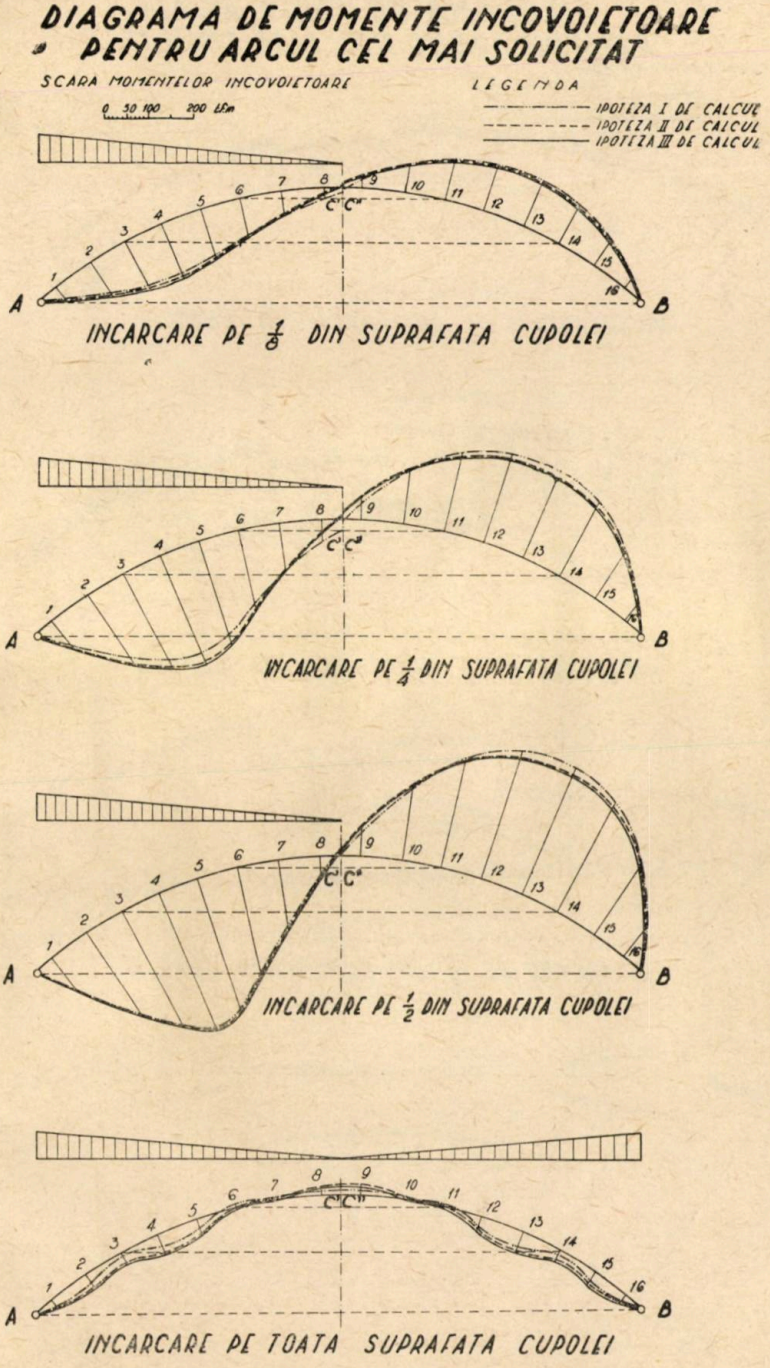


Fig. 2. Diagramele de variație ale momentelor încovoietoare.

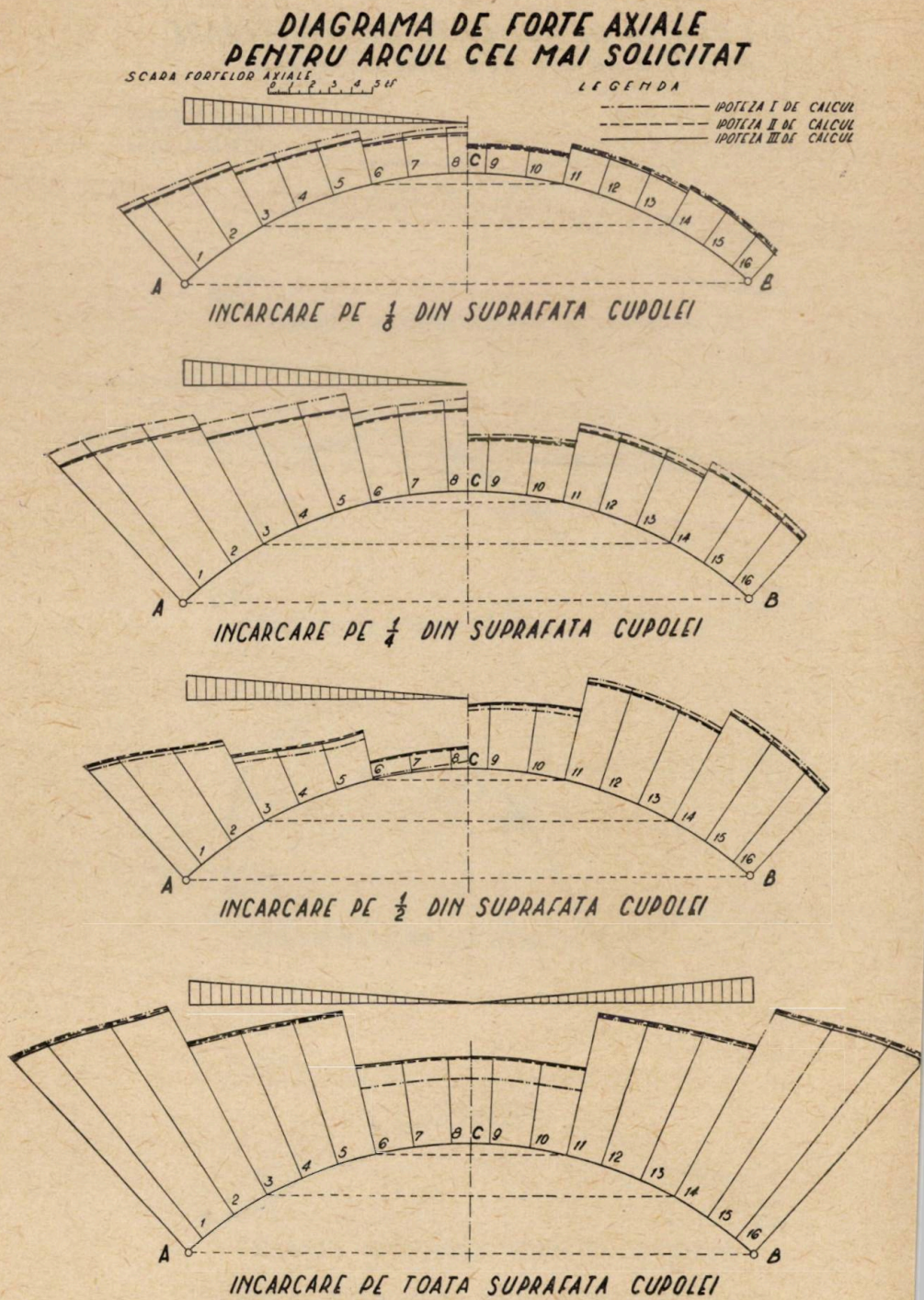


Fig. 3. Diagramele de variaţie ale forţelor axiale.

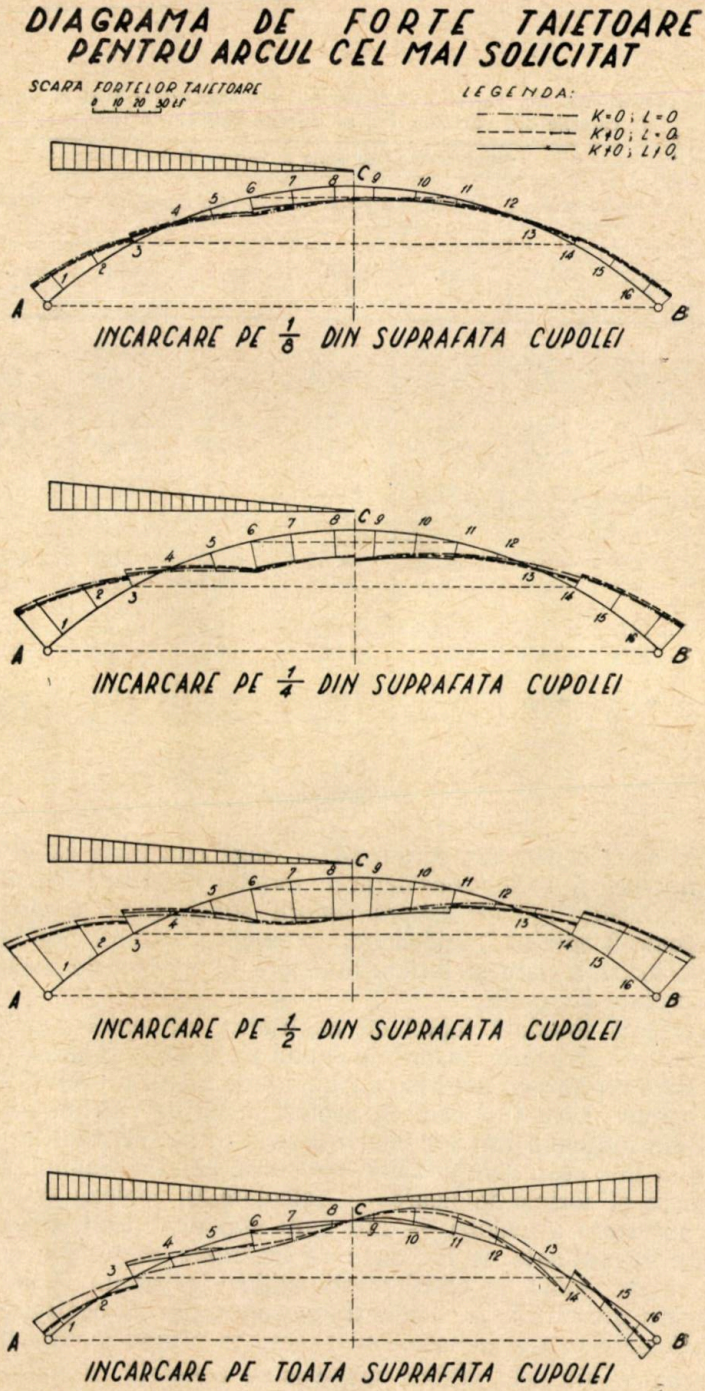


Fig. 4. Diagramele de variație ale forțelor tăietoare.

Tabela 12

Diferenţele procentuale ale valorilor solicitărilor din variantele I şi II de calcul, faţă de valorile din varianta III, în diferite ipoteze de încărcare

Solicitarea	Varianta de calcul	Diferenţele procentuale în ipoteza de încărcare pe:							
		1/8 din suprafaţa cupolei		1/4 din suprafaţa cupolei		1/2 din suprafaţa cupolei		toată suprafaţa cupolei	
		max. %	medii %	max. %	medii %	max. %	medii %	max. %	medii %
M	I	+8,0 −9,5	+6,0 −7,4	+8,0 −9,5	+6,0 −7,4	+6,0 −2,5	+5,2 −1,3	+16,0 −43,5	+16,0 −34,3
	II	+1,0 −2,0	+1,0 −1,6	+1,0 −2,0	+1,0 −1,6	+1,0 −1,0	+0,6 −0,9	+12,5 −15,0	+11,2 −10,0
N	I	+15,0 —	+10,5 —	+15,0 —	+10,5 —	+7,0 −12,5	+5,3 −7,7	+1,5 −25,5	+1,1 −12,8
	II	+1,0 −0,5	+0,5 −0,5	+1,0 −0,5	+0,5 −0,5	+1,0 −2,5	+0,5 −1,6	+0,5 −1,5	+0,5 −1,5
T	I	+18,5 −25,5	+11,8 −14,8	+18,5 −25,5	+11,8 −14,8	+11,0 −8,0	+6,5 −4,3	+38,0 −45,0	+24,0 −24,0
	II	+1,0 −1,5	+0,5 −1,0	+1,0 −1,5	+0,5 −1,0	+1,0 −2,0	+0,9 −0,8	+6,0 −8,5	+4,3 −5,5

3. CONCLUZII

Datele arătate mai sus permit să se tragă concluzia că în cazul cupolelor cu nervuri şi inele, considerarea forţelor tăietoare în calcule are în general o influenţă redusă asupra valorii solicitărilor şi deci neglijarea acestora poate fi admisă întotdeauna, cu excepţia cazului cînd se calculează momentele încovoietoare şi forţele tăietoare în ipoteza de încărcare pe întreaga suprafaţă a cupolei.

Se remarcă totodată faptul că neglijarea influenţei forţelor tăietoare este compensată în mare măsură de faptul că la determinarea coeficienţilor de influenţă δ nu au fost luaţi în considerare termenii proveniţi din influenţa curburii barelor, care sînt cam de acelaşi ordin de mărime ca şi termenii proveniţi din influenţa forţelor tăietoare însă în semne diferite [2].

Dacă se ţine seama de această observaţie ca şi de faptul că momentele încovoietoare şi forţele tăietoare — calculate în ipoteza de încărcare pe întreaga suprafaţă a cupolei — sînt mult mai mici decît solicitările corespunzătoare determinate de ipotezele de încărcare parţială a cupolei şi au deci o pondere redusă în cazul combinaţiilor de sarcini făcute în vederea dimensionării structurii, se poate trage concluzia că neglijarea influenţei forţelor tăietoare este acceptabilă şi în această ultimă ipoteză de încărcare.

In schimb, din cele arătate mai sus se constată că influenţa forţelor normale la calculul solicitărilor este considerabilă în toate cazurile de încăr-

care (vezi tabela 12) și deci această influență nu poate fi niciodată neglijată la calculul structurilor studiate deoarece eroarea de calcul care s-ar comite într-un asemenea caz ar fi prea mare. Aceasta se explică în primul rînd prin faptul că pentru elementele structurii forța axială reprezintă o solicitare importantă care produce deformații ce afectează în mare măsură valoarea coeficienților din ecuațiile de condiție.

BIBLIOGRAFIE

1. D. Mateescu, I. Fleșeriu ș. a., Considerații teoretice privind calculul static și verificarea stabilității cupolelor metalice cu nervuri și inele. (Comunicare la sesiunea științifică a cadrelor didactice din Institutul Politehnic Timișoara, mai 1964).
2. Procofiev I. P., Statica construcțiilor II, Oficiul de presă, editură și documentare C.F.R. București 1951.

ВЛИЯНИЕ УЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ ВЫЗЫВАЕМЫХ ОСЕВЫМИ И ПЕРЕРЕЗЫВАЮЩИМИ СИЛАМИ В СТАТИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ РЕБЕРНО-КОЛЬЦЕВОГО КУПОЛА

(РЕЗЮМЕ)

На основании сравнительного расчета проведенного в различных условиях нагрузки и различных вариантах, для реберно-кольцевого купола, установлено что при определении точечных перемещений появляющихся в расчете строения, недостаточен учет только изгибающих моментов, так как осевые силы вызывают существенные точечные перемещения, вляющие на распределение усилий в элементах строения. Деформации вызываемые перерезывающими силами очень малы и можно ими пренебречь при расчете при различной нагрузке.

L'INFLUENCE DE LA CONSIDÉRATION DES DÉFORMATIONS PRODUITES PAR LES EFFORTS NORMAUX ET TRANCHANTS DANS LE CALCUL STATIQUE D'UNE COUPLE À NERVURES ET ANNEAUX

(RÉSUMÉ)

A la suite d'une étude comparative éfectuée dans plusieurs hypothèses de chargement et variantes de calcul, pour une coupole à nervures et anneaux, on établit qu'à la détermination des déplacements ponctuels qui interviennent dans le calcul de la structure, il n'est pas suffisant de considérer seulement les moments flechissants parce que les efforts normaux produisent des importants deformations qui influencent sensiblement la distribution des efforts dans les éléments de la structure. Les déformations produites par les efforts tranchants sont réduites et peuvent — etre négligées en calcules dans toutes les hypothèses de chargement.

STUDIU COMPARATIV ASUPRA DISTRIBUȚIEI EFORTURILOR, DETERMINATE ÎN DIVERSE IPOTEZE DE CONLUCRARE SPAȚIALĂ, LA O CUPOLĂ CU NERVURI ȘI INELE *

DE

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, M. IVAN, E. FLEȘERIU,
L. GĂDEANU, A. DĂNILESCU, ELENA SCHUCH

1. INTRODUCERE

Din punct de vedere constructiv cupolele metalice pot fi realizate cu nervuri, cu nervuri și inele sau sub formă de cupole reticulare.

Structura de rezistență a cupolelor cu nervuri este alcătuită din mai multe arce (nervuri), dispuse în plane radiale, care se întîlnesc într-un punct, la chee.

Nervurile pot fi executate, din punct de vedere constructiv, în diferite variante și au tălpile superioare înscrise pe suprafața cupolei, care are în general forma unei suprafețe de revoluție.

Pentru a putea rezema învelitoarea, între nervuri se așează pane inelare care asigură totodată și stabilitatea generală a nervurilor, împiedicînd flambajul acestora în afara planului lor.

Dacă panele inelare au secțiuni suficient de puternice, în calcule se poate lua în considerare conlucrarea lor cu nervurile, înlocuind influența unui număr oarecare de pane cu un inel. Luarea în considerare în calcule a conlucrării panelor cu nervurile sporește însă în mod considerabil gradul de nedeterminare statică a structurii, mărind volumul calculelor necesare pentru determinarea solicitărilor. Acest fapt ridică problema de a se studia influența unui grup de pane (reprezentat printr-un inel echivalent) asupra distribuției solicitărilor în elementele structurii și de a trage concluzii în privința oportunității luării în considerare în calcule, a conlucrării dintre pane și nervuri.

La cupolele cu deschideri mari, pentru a realiza o legătură mai bună între nervurile cupolei și pentru a asigura conlucrarea spațială a acestora, se așează la diverse nivele inele continue de legătură, obținîndu-se astfel cupole cu nervuri și inele. Introducerea unui număr exagerat de inele duce la un consum nejustificat de material metalic, precum și la mărirea gradului

---

* Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

de nedeterminare statică a structurii. Este deci util să se studieze și din acest punct de vedere influența pe care inelele o au asupra distribuției solicitărilor din elementele structurii.

În sensul celor arătate mai sus în cele ce urmează se expun rezultatele obținute în urma unui studiu comparativ, efectuat în mai multe ipoteze de conlucrare spațială, pentru o cupolă cu nervuri și inele, acestea din urmă putînd reprezenta fie inele propriu-zise, fie inele convenționale care înlocuiesc efectul unui grup de pane.

2. CALCULUL UNEI CUPOLE CU NERVURI ȘI INELE IN DIVERSE IPOTEZE DE CONLUCRARE SPAȚIALĂ

Structura considerată este alcătuită din opt semiarce (nervuri) și a fost studiată în următoarele ipoteze de alcătuire constructivă și conlucrare spațială :

— Ipoteza I — o cupolă formată numai din nervuri (fără nici un inel de legătură) articulate la naștere și asamblate între ele la chee (fig. 1, *a*).

În această ipoteză, pentru fiecare arc, în calcule au fost considerate ca necunoscute forțele de legătură de la chee.

— Ipoteza II — o cupolă formată din nervuri și un inel (notat mai jos cu *K*), de legătură între acestea, avînd nervurile articulate la naștere și asamblate între ele la chee (fig. 1, *b*). În această ipoteză, ca necunoscute au fost considerate forțele de legătură de la chee și forțele de legătură dintre nervuri și inele.

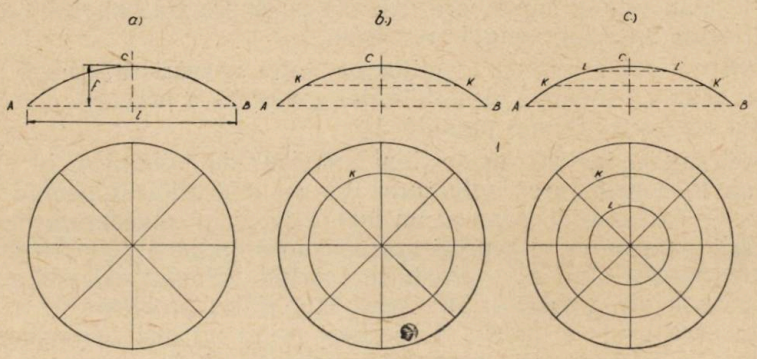


Fig. 1. *a)* Cupolă cu nervuri ; *b)* Cupolă cu nervuri și un inel ; *c)* Cupolă cu nervuri și două inele.

— Ipoteza III — o cupolă formată din nervuri și două inele (notate mai jos cu *K* și *L*), de legătură între acestea avînd nervurile articulate la naștere și asamblate între ele la chee (fig. 1, *c*). În această ipoteză ca necunoscute au fost considerate forțele de legătură de la chee și forțele de legătură dintre nervuri și inele.

În toate cele trei ipoteze de conlucrare spațială, studiul s-a efectuat pentru o sarcină uniform distribuită pe orizontală, de 100 kgf/m², luîndu-se în considerare următoarele ipoteze de încărcare :

— încărcarea pe un sector reprezentînd 1/8 din proiecția orizontală a suprafeței cupolei ;
— încărcarea pe un sector reprezentînd 1/4 din proiecția orizontală a suprafeței cupolei ;
— încărcarea pe 1/2 din suprafața cupolei ;
— încărcarea pe toată suprafața cupolei.

Structura prezintă următoarele caracteristici geometrice :

— deschiderea cupolei	$l = 93{,}5$ m ;
— săgeata cupolei	$f = 17{,}90$ m ;
— raza sferei	$r = 70{,}00$ m ;
— momentul de inerție al semiarcului	$I_a = 1\,810\,000$ cm^4 ;
— suprafața secțiunii transversale a semiarcului	$A_a = 194{,}30$ cm ;
— momentul de inerție al inelelor	$I_i = 1\,333\,000$ cm^4 ;
— suprafața secțiunii transversale a inelelor	$A_i = 124{,}20$ cm^2.

Un calcul exact al structurii presupune luarea în considerare a tuturor forțelor de legătură din noduri și de la chee pentru fiecare ipoteză de conlucrare spațială în parte, fapt ce conduce la un calcul laborios.

Rezultate destul de exacte se obțin dacă se iau ca necunoscute : în punctul de la chee numai componenta orizontală X a forței de legătură (din planul unei nervuri), componenta verticală Z a aceleiași forțe și momentul încovoietor M_y (cu vectorul perpendicular pe planul nervurii), iar în celelalte noduri numai componentele radiale K și L (din planul fiecărui inel) a forțelor de legătură dintre nervuri și inele, forțe de legătură care au o influență hotărîtoare asupra distribuției eforturilor în elementele structurii [1].

2.1. Calculul cupolei alcătuită numai din nervuri

Presupunînd semiarcele articulate la naștere și luînd în considerare pentru fiecare arc numai necunoscutele de la chee (X, Z, M) [1], încărcînd un singur arc și folosind simetria și antisimetria, pentru cazul de încărcare simetrică se pot stabili [1] ecuațiile de condiție scrise sub formă matricială în tabela 1, iar pentru cazul de încărcare antisimetrică, ecuațiile din tab. 2. unde :

$\delta_{XX}, \delta_{ZZ} \delta, {}_{MM}$ sînt deplasările punctului de la chee pe direcția necunoscutelor X, Z, M sub acțiunea necunoscutelor unitare $X = 1$, $Z = 1$, $M = 1$;

$\delta_{XM} = \delta_{MX}$

$\overline{\Delta}_{Z0}$ — deplasarea pe verticală a punctului de la chee a arcului „zero" considerat independent, sub acțiunea încărcării exterioare.

[1] Fiecare necunoscută se afectează cu indicele corespunzător arcului pe care este aplicată.

$\bar{\Delta}_{X0}$, $\bar{\Delta}_{M0}$ sînt deplasările pe direcția necunoscutelor X, M a punctului de la chee a arcului „zero" considerat independent, sub acțiunea încărcării exterioare.

Coeficienții de mai sus se calculează cu ajutorul formulei Maxwell-Mohr :

$$\delta_{ih} = \int_0^s \frac{m_i^y m_h^y}{EJ} ds + \int_0^s \frac{n_i n_h}{rA} ds + \int_0^s k \frac{t_i^z t_h^z}{GA} ds. \qquad (1)$$

Tabela 1

Sistemul ecuațiilor de condiție pentru încă carea simetrică, în ipoteza I de alcătuire constructivă și conlucrare spațială

Z_0	Z_1	Z_2	$\bar{\Delta}$
δ_{ZZ}	$-\delta_{ZZ}$	—	$\bar{\Delta}_{Z0}$
δ_{ZZ}	—	$-\delta_{ZZ}$	$\bar{\Delta}_{Z0}$
1	2	1	—

Tabela 2

Sistemul ecuațiilor de condiție în cazul încărcării antisimetrice [1])

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
$2\delta_{XX}$	—	—	$2\delta_{XM}$	—	—	$\bar{\Delta}_{X0}$
$2\delta_{MX}$	—	—	$2\delta_{MM}$	—	—	$\bar{\Delta}_{M0}$
cos 45°	1	—	—	—	—	—
cos 90°	—	1	cos 45°	1	—	—
—	—	—	cos 90°	—	1	—

[1]) Este identic în toate ipotezele de conlucrare spațială a structurii, necunoscutele X și M fiind independente de legăturile realizate prin inele [1].

În relația (1) termenii proveniți din influența momentelor încovoietoare m^z, a forțelor tăietoare t^y și a momentelor de torsiune m^t nu au fost luați în considerare, avînd în vedere faptul că datorită legăturilor realizate prin contravîntuirile care se așează în mod obișnuit între arce influența momentelor M^z, a forțelor tăietoare T^y și a momentelor de torsiune M^t asupra solicitărilor din elementele structurii este neglijabilă [1].

Prin aplicarea relației (1) pentru coeficienții indicați în tabela 1 și 2 se obțin valorile numerice din tabelele 3 și 4.

Tabela 3

Sistemul ecuațiilor de condiție stabilit pentru încărcarea simetrică, în ipoteza I de conlucrare spațială

Z_0	Z_1	Z_2	$\bar{\Delta}$
679,304	−679,304	—	−1 635,440
679,304	—	−679,304	−1 635,440
1,000	2,000	1,000	—

Tabela 4

Sistemul ecuațiilor de condiție pentru încărcarea antisimetrică

X_0	X_1	X_2	M_0	M_1	M_2	$\bar{\Delta}$
728,393	—	—	−82,620	—	—	17·137,530
−82,620	—	—	16,030	—	—	−1·917,423
0,707	1,000	—	—	—	—	—
0,000	—	1,000	—	—	—	—
—	—	—	0,707	1,000	—	—
—	—	—	—	—	1,000	—

Rezolvînd sistemele de ecuații din tabelele 3 și 4 se obțin următoarele valori ale necunoscutelor :

— în cazul de încărcare simetrică

$$Z_0 = +1{,}806 \text{ tf} ; \quad Z_1 = Z_2 = -0{,}602 \text{ tf} ;$$

— în cazul de încărcare antisimetrică

$$X_0 = -23{,}978 \text{ tf} ; \quad X_1 = 16{,}955 \text{ tf} ; X_2 = 0{,}000$$

$$M_0 = -3{,}970 \text{ tfm} ; \quad M_1 = 2{,}807 \text{ tfm} ; \quad M_2 = 0{,}000.$$

Cu ajutorul necunoscutelor de mai sus, se obțin componentele verticale și orizontale ale reacțiunilor de sprijin, folosind relațiile :

$$V = \bar{V} + V_X X + V_M M + V_Z Z \tag{2}$$

$$H = \bar{H} + H_X X + H_M M + H_Z Z \tag{3}$$

unde : $\bar{V}, \bar{H}$ sînt componentele reacțiunii din încărcarea exterioară, calculate pentru arcul dublu articulat considerat independent ;

V_X, V_M, V_Z — componentele reacțiunilor din încărcarea cu necunoscutele

H_X, H_M, H_Z unitare

precum și valorile eforturilor din elementele structurii

$$M = \sum (V - \sum P) \Delta x - \sum H \Delta z \tag{4}$$

$$N = -(V - \sum P) \sin \varphi - \sum H \cos \varphi \tag{5}$$

$$T = (V - \sum P) \cos \varphi - \sum H \sin \varphi \tag{6}$$

unde : $\sum P$ este suma forțelor verticale din stînga secțiunii considerate ;

$\sum H$ — suma forțelor orizontale din stînga secțiunii considerate ;

$\Delta x, \Delta z$ — diferențele coordonatelor a două puncte succesive, în care se calculează solicitările ;

φ — unghiul de înclinare, față de orizontală, al tangentei geometrice la arc, în punctul considerat.

Folosind relațiile (4 . . . 6) și utilizînd principiul suprapunerii efectelor au fost determinate eforturile în diferite ipoteze de încărcare.

2.2. Calculul cupolei cu nervuri și un singur inel de legătură între arce

Considerînd semiarcele articulate la naștere și luînd ca necunoscute pentru fiecare arc forțele de legătură de la chee (X, M, Z)[1] și forțele radiale K[1], dintre inel și nervuri, pentru cazul de încărcare simetrică a unui singur arc se pot stabili [1] ecuațiile de condiție din tabela 5, iar pentru cazul de încărcare antisimetrică, sistemul din tabela 2.

Tabela 5

Sistemul ecuațiilor de condiție pentru încărcarea simetrică în ipoteza II-a de conlucrare spațială

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	$\bar{\Delta}$
δ_{ZZ}	$-\delta_{ZZ}$	—	δ_{ZK}	$-\delta_{ZK}$	—	$\bar{\Delta}_{Z0}$
δ_{ZZ}	—	$-\delta_{ZZ}$	δ_{ZK}	—	$-\delta_{ZK}$	$\bar{\Delta}_{Z0}$
1	2	1	—	—	—	—
δ_{KZ}	—	—	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}$	$2\delta_{01}^{K}$	δ_{02}^{K}	$\bar{\Delta}_{K0}$
—	δ_{KZ}	—	δ_{01}^{K}	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}+$ $+\delta_{02}^{K}$	δ_{01}^{K}	—
—	—	δ_{KZ}	δ_{02}^{K}	$2\delta_{01}^{K}$	$\delta_{KK}+\delta_{00}^{K}$	—

unde :

$\delta_{ZK}=\delta_{KZ}$ sînt deplasările verticale ale punctului de la chee sub acțiunea a două forțe unitare și de sens contrar, aplicate pe arc, în punctele simetrice K ;

δ_{KK} — deplasarea relativă orizontală a punctelor K sub acțiunea a două forțe unitare, aplicate în punctele simetrice K ;

δ_{00}^{K}, δ_{01}^{K}, δ_{02}^{K} — variația diametrului inelului K (în planul arcului zero) sub acțiunea a două forțe unitare diametral opuse aplicate pe inelul K, în planul arcelor zero, sau doi ;

$\bar{\Delta}_{K0}$ — deplasarea relativă a punctelor K ale arcului zero, considerat independent, sub acțiunea încărcării exterioare.

Calculînd cu ajutorul relației (1) coeficienții din tabela 5 se obțin valorile date în tabela 6.

[1] Fiecare necunoscută se afectează cu indicele corespunzător arcului pe care se aplică.

Tabela 6

Sistemul ecuațiilor de condiție stabilit pentru încărcarea simetrică în ipoteza II-a de conlucrare spațială

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	$\bar{\Delta}$
+679,304	−679,304	—	−345,951	+345,951	—	−1 635,440
+679,304	—	−679,304	−345,951	—	+345,951	−1 635,440
+1,000	+2,000	+1,000	—	—	—	—
−345,951	—	—	+8 268,655	−522,200	−7 167,542	+3 513,610
—	−345,951	—	−261,100	+1 101,113	−261,100	—
—	—	−345,951	−7 167,542	−522,200	+8 268,655	—

Din rezolvarea sistemului de ecuații din tabela 6 se obțin valorile necunoscutelor :

$Z_0 = 1{,}525$ tf ; $Z_1 = -0{,}366$ tf ; $Z_2 = -0{,}792$ tf.

$K_0 = -2{,}068$ tf ; $K_1 = -1{,}054$ tf ; $K_2 = -1{,}893$ tf.

Necunoscutele X_0, X_1, X_2, M_0, M_1, M_2, au valorile deja stabilite prin rezolvarea sistemului de ecuații din tabela 4.

Cunoscînd forțele de legătură dintre inel și arce, precum și forțele de legătură de la chee se pot determina componentele verticale și orizontale ale reacțiunilor de sprijin, folosind relațiile :

$$V = \bar{V} + V_X X + V_M M + V_Z Z + V_K K \tag{7}$$

$$H = \bar{H} + H_X X + H_M M + H_Z Z + H_K K \tag{8}$$

unde :

V_K, H_K sînt componentele reacțiunilor din încărcarea cu necunoscutele K unitare.

Folosind relațiile (4 . . . 6) și utilizînd principiul suprapunerii efectelor s-au calculat solicitările pentru cele 4 ipoteze de încărcare amintite anterior.

2.3. Calculul cupolei cu nervuri și 2 inele de legătură între arce, dispuse la nivele diferite

Presupunînd semiarcele articulate la naștere și luînd în considerare ca necunoscute pentru fiecare arc, forțele de legătură de la chee (X, M, Z)[1] și forțele radiale K și L[1] dintre nervuri și inele, pentru cazul de încărcare simetrică a unui singur arc, se pot stabili [1] ecuațiile de condiție scrise în tabela 7, iar pentru cazul de încărcare antisimetrică, sistemul scris în tabela 2.

[1] Fiecare necunoscută este afectată de un indice corespunzător arcului pe care acționează.

Tabela 7

Sistemul ecuaţiilor de condiţie stabilit pentru încărcarea simetrică în ipoteza III-a de conlucrare spaţială

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
δ_{ZZ}	$-\delta_{ZZ}$	—	δ_{ZK}	$-\delta_{ZK}$	—	δ_{ZL}	$-\delta_{ZL}$	—	$\bar{\Delta}_{Z0}$
δ_{ZZ}	—	$-\delta_{ZZ}$	δ_{ZK}	—	$-\delta_{ZK}$	δ_{ZL}	—	$-\delta_{ZL}$	$\bar{\Delta}_{Z0}$
1	2	1	—	—	—	—	—	—	—
δ_{KZ}	—	—	$\delta^K_{KK}+\delta^K_{00}$	$2\delta^K_{01}$	δ^K_{02}	δ_{KL}	—	—	$\bar{\Delta}_{K0}$
—	δ_{KZ}	—	δ^K_{01}	$\delta_{KK}+\delta^K_{00}+$ $+\delta^K_{02}$	δ^K_{01}	—	δ_{KL}	—	—
—	—	δ_{KZ}	δ^K_{02}	$2\delta^K_{01}$	$\delta^K_{KK}+\delta^K_{00}$	—	—	δ_{KL}	—
δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	—	—	$\delta_{LL}+\delta^L_{00}$	$2\delta^L_{01}$	δ^L_{02}	$\bar{\Delta}_{L0}$
—	δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	—	δ^L_{01}	$\delta_{LL}+\delta^L_{00}+$ $+\delta^L_{02}$	δ^L_{01}	—
—	—	δ_{LZ}	—	—	δ_{LK}	δ^L_{02}	$2\delta^L_{01}$	$\delta^L_{LL}+\delta^L_{00}$	—

unde :

$\delta_{ZL}=\delta_{LZ}$ este deplasarea pe verticală a punctului de la chee, sub acţiunea a două forţe unitare şi de sens contrar, aplicate pe arc în punctele simetrice L ;

δ_{LL} — deplasarea relativă orizontală a punctelor L sub acţiunea a două forţe unitare aplicate în punctele simetrice L ;

$\delta_{LK}=\delta_{KL}$ — deplasarea relativă a punctelor K sau L sub acţiunea a două forţe unitare aplicate în punctele simetrice L respectiv K ;

δ^L_{00}, δ^L_{01}, δ^L_{02} — variaţia diametrului inelului L (în planul arcului zero) sub acţiunea a două forţe unitare, diametral opuse aplicate pe inelul L, în planul arcelor zero, unu sau doi ;

$\bar{\Delta}_{L0}$ — deplasarea relativă a punctelor L ale arcului zero considerat independent, sub acţiunea încărcării exterioare.

Utilizînd relaţia (1), pentru coeficienţii din tabela 7 se obţin valorile numerice arătate în tabela 8.

Prin rezolvarea sistemului de ecuaţii din tabela 8 la care se adaugă şi soluţiile sistemului din tabela 4 se obţin valorile necunoscutelor din tabela 9.

Tabela 8

Sistemul ecuațiilor de condiție stabilit pentru încărcarea simetrică, în ipoteza III-a de conlucrare spațială

Z_0	Z_1	Z_2	K_0	K_1	K_2	L_0	L_1	L_2	$\bar{\Delta}$
679,30	—679,30	—	—345,95	345,95	—	—95,04	95,04	—	—1 635,44
679,30	—	—679,30	—345,95	—	345,95	—95,04	—	95,04	—1 635,44
1,00	2,00	1,00	—	—	—	—	—	—	—
—345,95	—	—	8 268,66	—522,20	—7 167,54	82,93	—	—	3 513,61
—	—345,95	—	—261,10	1 101,1	—261,1	—	82,93	—	—
—	—	—345,95	—716,75	—522,20	8 268,7	—	—	82,93	—
—95,04	—	—	82,93	—	—	939,03	—40,05	—763,90	1 335,34
—	—95,04	—	—	82,93	—	—20,02	175,13	—20,02	—
—	—	—95,04	—	—	82,93	—763,90	—40,05	939,03	—

Tabela 9

Valoarea necunoscutelor în ipoteza III-a de conlucrare spațială a structurii

Arcul	Valoarea necunoscutelor				
	Z tf	K tf	L tf	X tf	M tfm
0	1,307	—1,784	—3,435	—23,978	—3,970
1	—0,195	—0,835	—0,418	+16,955	+2,807
2	—0,917	—1,610	—2,754	0,000	0,000

Cu ajutorul necunoscutelor din tabela 9 se obțin componentele verticale și orizontale ale reacțiunilor de sprijin, folosind formulele:

$$V=\bar{V}+V_X X+V_M M+V_Z Z+V_K K+V_L L \tag{9}$$

$$H=\bar{H}+H_X X+H_M M+H_Z Z+H_K K+H_L L. \tag{10}$$

Valorile eforturilor s-au determinat cu ajutorul formulelor (4...6) și utilizînd principiul suprapunerii efectelor pentru cele patru cazuri de încărcare.

2.4. Privire comparativă asupra distribuției eforturilor în arcul cel mai solicitat în diferite ipoteze de conlucrare spațială și de încărcare

Pe baza calculelor efectuate pentru ipotezele de conlucrare spațială amintite, s-au trasat diagramele de momente încovoietoare, forțe axiale și forțe tăietoare din fig. 2, 3 și 4 în care se dau eforturile comparativ în cele patru ipoteze de încărcare.

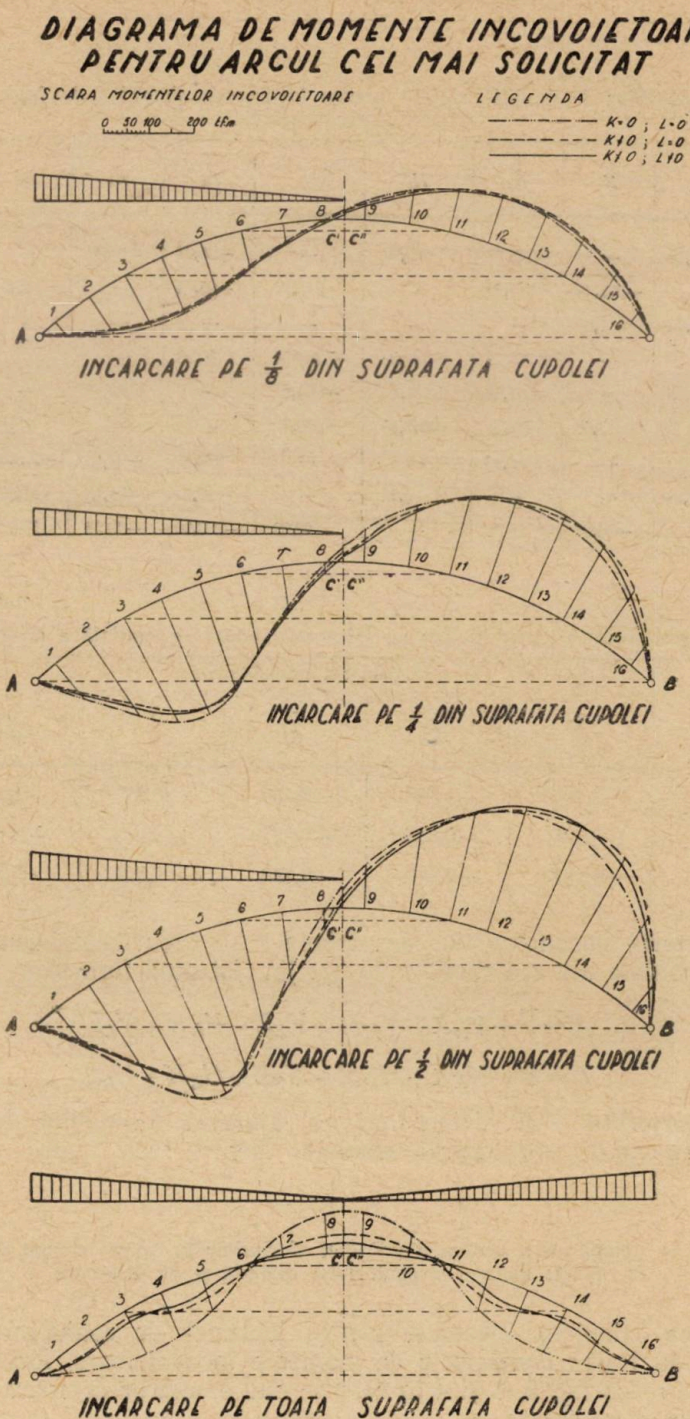


Fig. 2. Diagramele de variație ale momentelor încovoietoare.

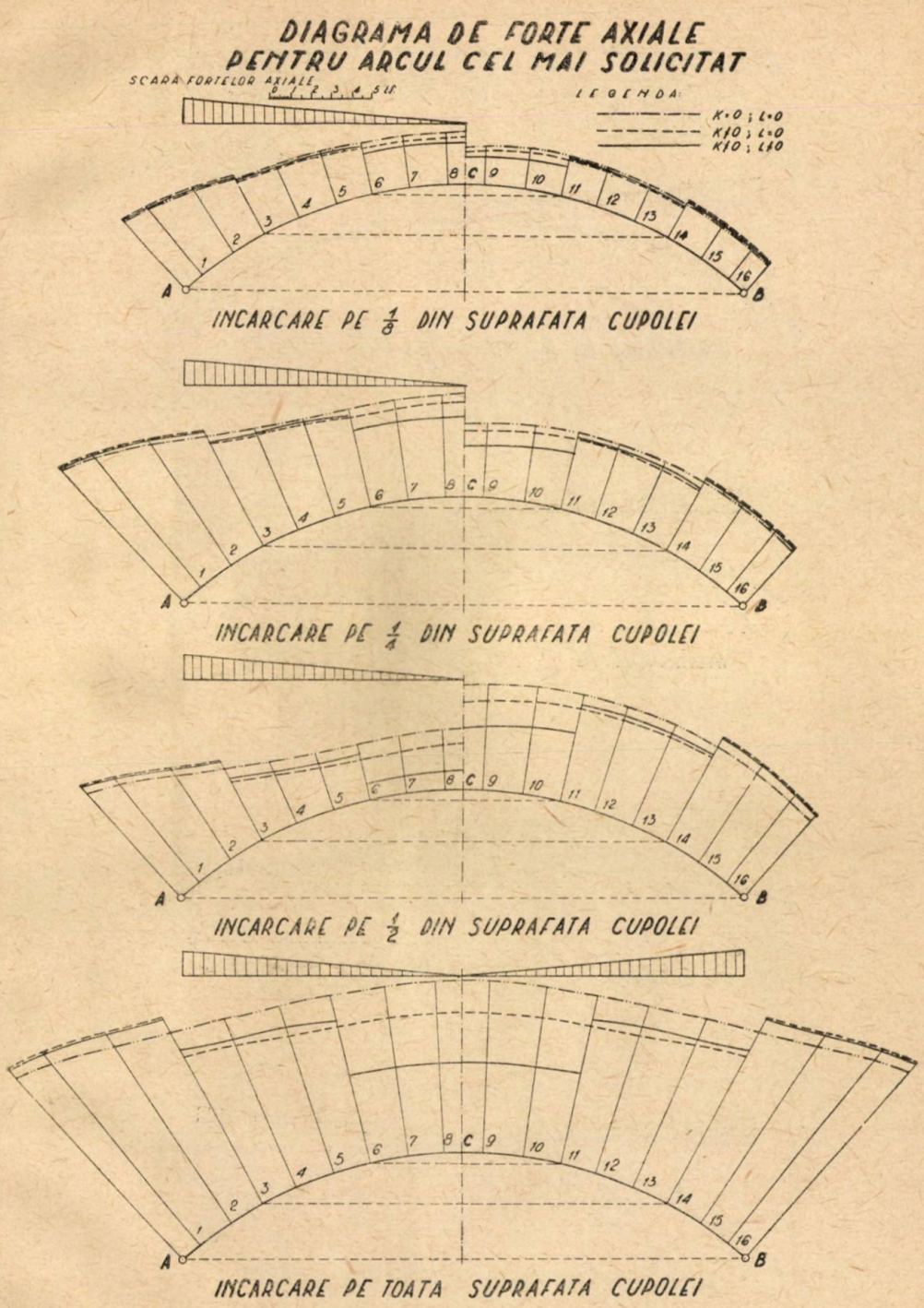


Fig. 3. Diagramele de variație ale forțelor axiale.

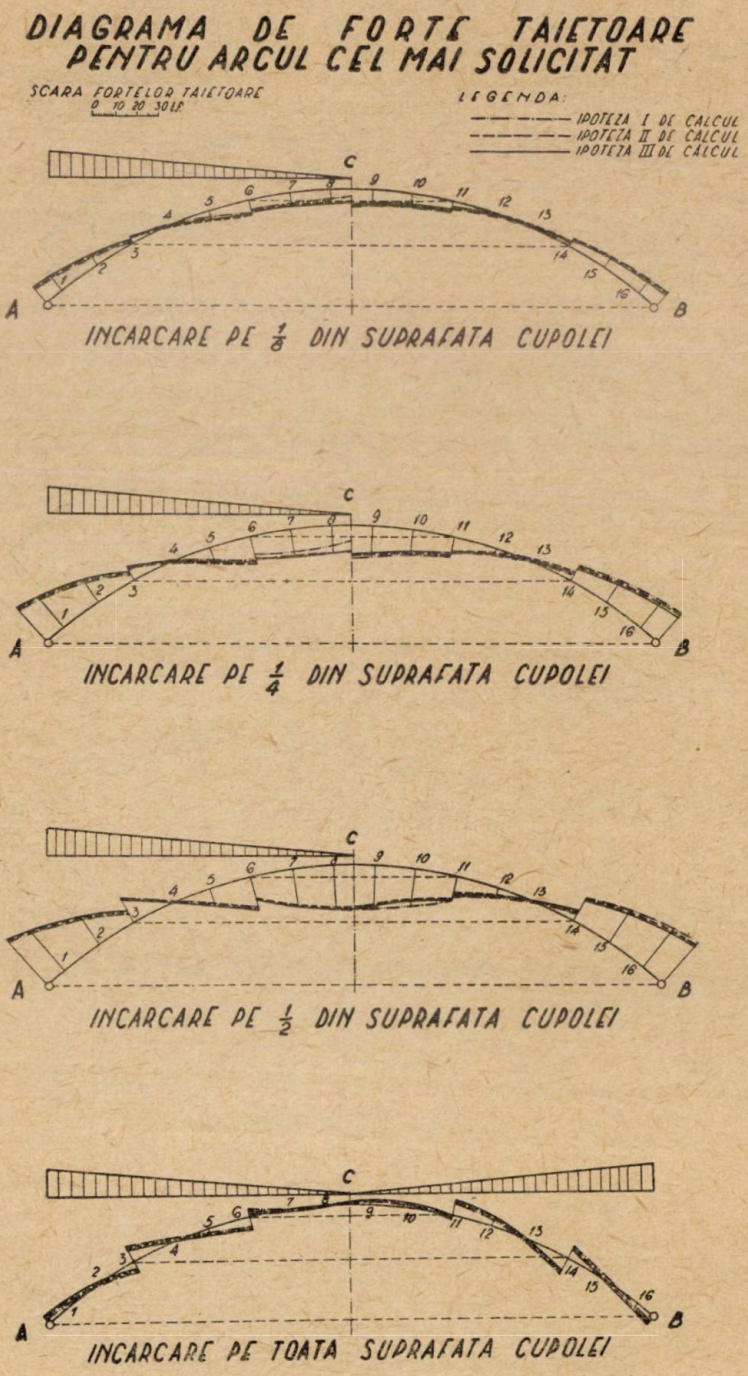


Fig. 4. Diagramele de variaţie ale forţelor tăietoare.

Analizînd valorile solicitărilor obținute în cele 3 ipoteze de conlucrare spațială, studiate și excluzînd din comparație valorile nesemnificative, se constată că introducerea unui inel (ipoteza II-a de conlucrare spațială) respectiv introducerea a două inele de legătură (ipoteza III-a de conlucrare spațială) are drept consecință modificarea valorilor și redistribuirea solicitărilor în elementele cupolei alcătuite numai din nervuri (ipoteza I-a de conlucrare spațială) în conformitate cu diferențele procentuale date în tabela 10.

Prin compararea diferențelor din tabela 10, rezultă că valorile momentelor încovoietoare și forțelor tăietoare în toate ipotezele de încărcare, atît

Tabela 10

Diferențele procentuale medii ale valorilor solicitărilor din ipotezele II și III de conlucrare spațială, față de valorile din ipoteza I, în diferite ipoteze de încărcare

Ipoteza de încărcare	Interval	Diferențe procentuale medii ale solicitărilor					
		Momente încovoietoare		Forțe axiale		Forțe tăietoare	
		Ipoteza II	Ipoteza III	Ipoteza II	Ipoteza III	Ipoteza II	Ipoteza III
pe 1/8 respectiv 1/4 din suprafața cupolei	$A-K$	−7,0	−7,2	+2,5	+2,2	−10,6	−10,0
	$K-L$	−2,5	−4,0	−7,2	−5,8	+79,8 −12,2	+22,5 −8,9
	$L-C$	+6,5	+5,5	−8,0	−22,1	−3,2	−8,5
	$C-L'$	−3,5	−10,5	−10,7	−29,3	+6,3	+18,0
	$L'-K'$	+4,6	+5,5	−10,0	−8	+19,1 −32,1	+14,0 −24,4
	$K'-B$	+12,0	+11,9	+5,0	+4,5	+16,0	+13,7
pe 1/2 din suprafața cupolei	$A-K$	−11,5	−10,8	+7,2	+7,1	−15,0	−14,5
	$K-L$	−6,8	−6,0	−23,0	−16,6	+41,0 −16,4	+31,0 −15,0
	$L-C$	+8,5	+7,3	−25,0	−68,0	−2,5	−12,5
	$C-L'$	−12,2	−14,4	−14,7	−38,0	+8,8	+25,0
	$L'-K'$	+6,0	+8,0	−13,3	−10,4	−44,5[1])	−33,6[1])
	$K'-B$	+16,7	+16,0	+7,2	+7,0	+19,8	+19,0
pe toată cupola	$A-K$	−63,0	−60,0	+7,1	+7,0	−54,2	−59,8
	$K-L$	−47,0	−57,0	−16,5	−12,5	−44,0	−52,5
	$L-C$	−53,0	−76,8	−18,6	−48,8	−25,7	−70,2

[1]) Valorile pozitive nu sînt semnificative.

în cea de a II-a cît şi în cea de a III-a ipoteză de conlucrare spaţială sînt practic aceleaşi, în intervalul cuprins între naşterea arcului şi primul inel fiind mai mici decît valorile solicitărilor corespunzătoare din ipoteza I pe porţiunea de arc încărcată, respectiv mai mari pe porţiunea neîncărcată a arcului.

Forţele axiale în aceleaşi intervale, ipoteza de încărcare şi conlucrare spaţială, au valori practic egale şi sînt mai mari decît cele stabilite în ipoteza I-a.

In intervalul cuprins între primul inel (K) şi cel de al doilea inel (L), momentele încovoietoare, forţele axiale şi forţele tăietoare scad pe porţiunea încărcată a arcului în toate ipotezele de încărcare şi conlucrare şi au valori mai mici decît în cazul cupolei fără inele, diferenţele dintre valorile solicitărilor obţinute pe cupola cu un inel, respectiv două inele, fiind nesemnificative.

Pe porţiunea neîncărcată a arcului în acelaşi interval momentele încovoietoare în ipoteza II şi III, pentru toate ipotezele de încărcare, au valori mai mari decît în ipoteza I, în timp ce forţele axiale şi tăietoare au valori mai mici.

Pe porţiunile de arc cuprinse între inelul al doilea şi chee faţă de valorile din ipoteza I, momentele încovoietoare sînt mai mari în ipoteza II şi III, pe porţiunea încărcată a arcului în toate ipotezele de încărcare şi mai mici pe porţiunea descărcată, forţele axiale au valori mai mici atît pe porţiunea încărcată cît şi pe cea descărcată, iar forţele tăietoare sînt mai mici pe porţiunea încărcată şi mai mari pe porţiunea descărcată. Diferenţele între valorile solicitărilor obţinute în ipoteza III de conlucrare spaţială faţă de cele din ipoteza II-a sînt nesemnificative pentru momentele încovoietoare dar sînt mai mari în cazul forţelor axiale şi tăietoare.

Se observă că cea mai mare reducere a solicitărilor, ca urmare a introducerii inelelor, se manifestă în cazul încărcării pe toată cupola, la valoarea momentelor încovoietoare. O reducere destul de mare a solicitărilor se observă şi în cazul forţelor tăietoare. In cazul forţelor axiale, se manifestă aceeaşi tendinţă de reducere a solicitărilor, odată cu introducerea inelelor, dar într-o măsură mai mică decît la momentele încovoietoare şi forţele tăietoare.

In cazul încărcărilor nesimetrice inelele au o influenţă mai redusă asupra valorii solicitărilor, decît în cazul încărcării axial simetrice, în toate ipotezele de conlucrare spaţială a structurii.

3. CONCLUZII

Din cele arătate pînă acum rezultă că, la cupolele cu nervuri şi inele, luarea în considerare a inelelor duce la creşterea valorii solicitărilor pe porţiunea neîncărcată a cupolei. Această creştere poate influenţa în mod defavorabil comportarea tălpii inferioare a arcului, datorită sporului de forţă axială produs de momentele încovoietoare negative mai mari.

In cazul cînd panele au secțiuni puternice ele se pot înlocui în calcule prin inele echivalente, care influențează distribuția eforturilor în același mod ca un inel real. Deci și neluarea în considerare a conlucrării dintre pane și nervuri, duce la stabilirea unor eforturi în porțiunea neîncărcată a structurii, mai mici decît cele reale.

Din cele constatate pînă acum, se observă că odată cu introducerea inelului al doilea valoarea și distribuția solicitărilor, la cupola cu un inel de legătură între arce, se modifică destul de puțin în toate ipotezele de încărcare nesimetrică de unde se poate trage concluzia că la proiectarea cupolelor cu nervuri și inele este suficient să se prevadă un număr redus de inele.

Introducerea unui număr exagerat de inele duce la un consum nejustificat de material, precum și la mărirea gradului de nedeterminare statică a structurii, fără a obține diferențe însemnate între valorile solicitărilor care hotărăsc dimensionarea structurii.

Valoarea solicitărilor scade însă foarte mult odată cu creșterea numărului de inele, în cazul cînd încărcarea este aplicată pe întreaga suprafață a cupolei, dar aceste solicitări sînt mult mai mici decît solicitările corespunzătoare, determinate în ipotezele de încărcare parțială a cupolei și au o influență redusă în combinațiile de sarcini, care se fac în vederea dimensionării. Deci nici pentru această încărcare introducerea unui număr mare de inele, nu este justificată.

Din cele de mai sus, se mai constată că atunci cînd se ia în considerare conlucrarea dintre pane și nervuri — înlocuind influența unui grup de pane cu un inel echivalent — nu este rațională introducerea unui număr mare de inele convenționale în calcule, întrucît gradul de nedeterminare statică al structurii crește foarte mult, în timp ce eroarea ce se comite la stabilirea valorii solicitărilor nu este prea mare.

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПО РАСПРЕДЕЛЕНИЮ УСИЛИЙ, ОПРЕДЕЛЕННЫХ В РАЗЛИЧНЫХ ПРЕДПОЛОЖЕНИЯХ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ, В КУПОЛЕ С РЕБРАМИ И КОЛЬЦАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется изменение усилий в куполе с ребрами и кольцами в нескольких предположениях пространственной совместной работы составных элементов структуры, указывая что при проектировании куполов является достаточным уменьшенное число колец, так как большое число колец не ведет к существенным изменениям усилий, которые решают размеренность структуры.

Указывается также что не всегда можно пренебречь совместной работой реек и ребер и рекомендуется чтобы влияние реек заменялось в расчете, эффектом нескольких эквивалентных колец.

ÉTUDE COMPARATIVE CONCERNANT LA DISTRIBUTION DES EFFORTS, DÉTERMINÉS EN DIVERSES HYPOTHÈSES DE COOPÉRATION SPATIALE, DANS LE CAS D'UNE COUPOLE A NERVURES ET ANNEAUX

(RÉSUMÉ)

On étudie la variation des efforts dans le cas d'une coupole à nervures et anneaux, en quelques hypothèses de coopération spatiale des éléments composants de la structure, en montrant qu'à l'etablissement d'un projet d'une coupole il est suffisant d'utiliser un nombre réduit d'anneaux, car un grand nombre d'anneaux ne conduit pas à des modifications importantes des efforts qui décident la détermination des dimensions de la structure.

On montre aussi que la coopération spatiale entre les pannes et les nervures ne peut pas être négligée dans tous les cas et on récommande de ramplacer dans le calcul l'influence des pannes par l'effet de quelques anneaux équivalents.

STUDIUL TRATĂRII APEI DE SUPRAFAȚĂ PENTRU OBȚINEREA APEI POTABILE ÎN LABORATORUL SEMIINDUSTRIAL *

DE

V. ZBEGAN, C. JURA, M. GIURCONIU, TR. NICOARĂ, GH. CREȚU, I. MIREL, V. MEDELEANU (I.G.O.T.), M. SCHMIDT (I.G.O.T.), ELENA COSTIN (I.G.O.T.)

Apele de suprafață stau la baza alimentării cu apă pentru centrele populate mari, ale căror consumuri importante actuale sau de perspectivă nu pot fi acoperite de sursele de apă subterană.

Din punct de vedere al calității, apele de suprafață rămîn inferioare acelora obținute din păturile acvifere și pentru utilizarea ca apă potabilă ele necesită întotdeauna o tratare.

La alegerea liniei tehnologice de tratare trebuie să se țină seamă de calitatea apei la debitele mici de iarnă, la viiturile de primăvară și de iarnă precum și la apele din zilele calde din timpul verii. Principala misiune a stațiilor experimentale constă în verificarea eficacității procesului de tratare preconizat și studiul comparativ al comportării diferitelor procedee în zilele caracteristice.

Etapele realizării unei stații de tratare a apei de suprafață sînt :

a) Studiul tratării apei în laboratorul chimic ; fixează procesele chimice și fizice ce urmează a fi aplicate.

b) Studiul tratării în laboratorul semiindustrial ; stabilește dispozitivele constructive optime sub aspect economic și tehnic în care să se realizeze procesele preconizate de laboratorul chimic.

c) Proiectarea instalațiilor și construcțiilor avînd forma și dimensiunile caracteristice stabilite în laboratorul semiindustrial.

d) Execuția și studiul comportării uzinei în exploatare.

În cadrul laboratorului semiindustrial se vor lămuri problemele caracteristice ale procesului de tratare printr-un studiu amănunțit al tuturor instalațiilor preconizate. Răspunsul dat acestor probleme constituie stabilirea concretă a valorilor parametrilor de funcționare a diferitelor instalații din linia tehnologică a uzinei. Acest laborator depășește posibilitățile unei stații pilot, deoarece este dotat cu dispozitive constructive de diferite tipuri, servind același proces și deci permite efectuarea multor studii comparative.

---

* Lucrarea prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1875

1. PROBLEMELE CARACTERISTICE ALE PROCESULUI DE TRATARE

1.1. **Pregătirea apei în vederea limpezirii** cuprinde dozarea reactivilor, amestecul lor cu apa, reacția cu apa și ridică următoarele probleme: aprecierea oportunității reactivilor stabiliți de laboratorul chimic; verificarea dozei optime de coagulant în diferite perioade ale anului; durata de amestec a reactivilor cu apa; procedeul tehnologic de amestecare; dispozitivele constructive de amestecare adoptate; calitatea fenomenelor anexe din camera de amestec (de exemplu, aerarea apei în camera de amestec); durata reacției; viteza în camera de reacție pentru a nu avea depuneri; dispozitivele constructive în camera de reacție pentru a se evita ruperea fulgilor.

Criteriile de apreciere a calității dispozitivelor adoptate sînt: formarea unor fulgi cît mai mari, timp de amestec cît mai redus, scăderea cît mai pronunțată a turbidității.

1.2. **Decantarea** ridică următoarele probleme: durata decantării în condițiile unei geometrii date pentru decantor; forma care trebuie dată decantorului pentru a se evita formarea curenților transversali și a vîrtejurilor; se urmărește o reducere cît mai mare a turbidității și deci a conținutului de suspensii în apă.

1.3. **Aerarea apei** ridică următoarele probleme: durata necesară pentru aerare; înălțime ce trebuie dată coloanei de aer din camera de aerare; debitul de aer optim ce trebuie asigurat prin ventilarea camerei de aerare; forma optimă a duzei (viteză la ieșire, dispozitivul de spargere a jetului etc.). Se urmărește un grad ridicat de mineralizare a substanțelor organice, eliminarea mirosului, scăderea numărului de bacterii și mărirea oxigenului inclus.

1.4. **Filtrarea** ridică următoarele probleme: relația optimă între viteza de filtrare, mărimea granulelor și durata ciclului de filtrare; dispozitivele constructive care asigură utilizarea completă a stratului filtrat; relația care există între intensitatea de spălare și gradul de expandare a stratului filtrant; rezistența hidraulică totală a filtrului; repartiția cantitativă de suspensii reținute în filtru.

Criteriile eficacității tehnologice sînt: consumul de apă filtrată cît mai redus și turbiditate cît mai redusă la ieșirea din filtru.

2. CONDIȚIILE LINIEI TEHNOLOGICE DE TRATARE EXPERIMENTATE

Linia tehnologică experimentată în laboratorul semiindustrial este legată de apa rîului Beghei. Studiile făcute au drept scop obținerea apei potabile și formularea, în viitor, a unor propuneri pentru îmbunătățirea funcționării uzinei de apă de suprafață din orașul Timișoara.

2.1. **Principalele cerințe ale tratării apei de suprafață** în cazul rîului studiat (secțiunea lab. de hidrotehnică), rezultă din buletinele de analiză a apei brute. Dăm mai jos două buletine de analiză semnificative.

Se remarcă: a) oscilații foarte largi ale conținutului de substanțe organice, suspensii și turbiditate; b) cantități ridicate de suspensii coloidale;

c) miros de mîl, și gust neplăcut ; d) existența unui conținut ridicat de fenoli în unele perioade ale anotimpurilor reci.

Caracteristici	pH	Nitrați mg/l	Clorură mg/l	Fier mg/l	Mangan mg/l	Subst. org. M_0O_4K mg/l	Turbid. SiO_2 mg/l	Nr. total de germeni ml	Bucăți coli l	Observații
Iarna	7,5	2,60	22,7	0,60	0,60	8,6	21	7 300	7 000	20.12.1963
Primăvara	6,5	12,4	4,1	0,4	0,05	15,8	47	—	—	17.04.1964
Prevederi STAS 1342	7...8	10	200	0,1	—	10	5 — (1. exc. 10)	20	lipsă	

Este necesar să se reducă : a) cantitatea de fier sub 0,1 mg/l ; b) cantitatea de substanțe organice cît mai mult posibil pentru a se elimina mirosul de mîl ; c) turbiditatea sub valoarea de 5 mg/l SiO_2 ; d) numărul total de germeni sub 20 ml ; e) numărul total de bacili coli.

Duritatea apei brute este redusă și ca atare trebuie aplicat un reactiv de alcalinizare.

Pentru obținerea acestor reduceri uzina de apă dispune de următoarele obiecte în linia tehnologică :

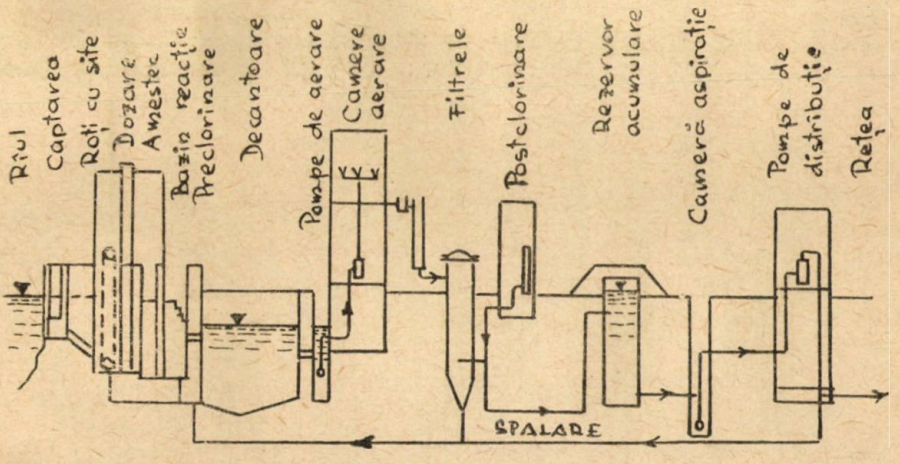


Fig. 1. Profilul liniei tehnologice de tratare la uzina de apă de rîu, din orașul Timișoara.

— Captare, gospodărie de reactivi, cameră de amestec cu șicane, bazin de reacție orizontal, decantoare orizontale, pompe și camere de aerare, filtre rapide închise, rezervor de acumulare, stație de clorinare înainte de reacție și după filtrare.

În laboratorul semiindustrial s-a utilizat o linie tehnologică asemănătoare.

2.2. Principalii parametrii geometrici și tehnologici ai celor două linii de aerare.

Linia de tratare a uzinei.

Apa se captează într-o secțiune de rîu cu viteza de 0,5—0,8 m/s și debit 120 l/s. Se utilizează reactivii: $(SO_4)_3Al_2$, var, clor, cărbune activ. Dozele de iarnă au fost: (10 ... 50) mg/l $(SO_4)_3Al_2$; (5 ... 10) mg/l var; (0,5 ... 1,5) mg/l Cl; (0,2 ... 0,5) mg/l cărbune activ. Dozele de primăvară au fost: (25 ... 80) mg/l $(SO_4)_3Al_2$; (15 ... 30) mg/l var; (1,5 ... 3) mg/l clor; periodic cărbune activ. Soluțiile de reactivi se pregătesc semimecanizat.

Amestecarea se face într-o cameră cu șicane în cca. 30 s, cu viteza între șicane de 0,45 m/s.

Reacția are loc în cca. 32 min. iar viteza apei în acest timp este de 0,14 m/s.

S-au folosit decantoare orizontale de formă paralelipipedică. Durata decantării a fost 2 ore la o viteză orizontală de 0,015 m/s.

Aerizarea s-a făcut în camere de 3 m înălțime; 1,2 m^2/l/s suprafață cu o viteză a apei la ieșirea din duză 2,5 m/s.

Filtrarea s-a făcut în filtre rapide de tip Bollmann, cu viteza 5 m/oră într-un strat de nisip de 1,60 m cu bob de 1 mm. Rezistența totală a filtrului a fost 4,22 mCA și timpul mediu între două spălări 6 zile.

Sterilizarea s-a făcut cu 0,5 mg/l clor.

Linia de tratare model.

Se captează (1,2 ... 1,6) l/s într-o secțiune de rîu cu viteza (0,6 ... 0,8) m/s.

S-au utilizat aceeași reactivi în următoarele doze: iarna 29,5 mg/l $(SO_4)_3Al_2$; 12,8 mg/l var; 0,59 mg/l clor; 0,58 mg/l cărbune activ (pulbere), primăvară 15,1 mg/l $(SO_4)_3Al_2$; 9,2 mg/l var; 0,45 mg/l clor; nu s-a dozat cărbune activ. Soluțiile s-au preparat manual.

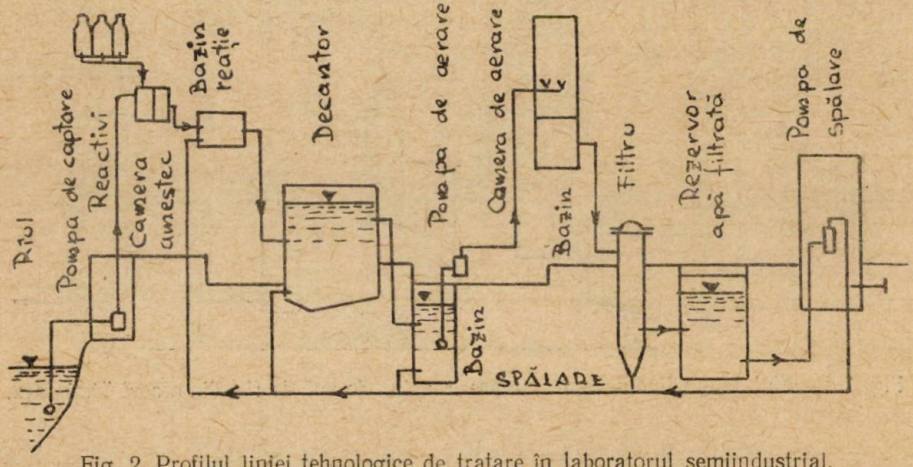


Fig. 2. Profilul liniei tehnologice de tratare în laboratorul semiindustrial.

Amestecarea s-a făcut în camere cu șicane în timp de 30 s, cu o viteză a apei de 0,2 m/s. Reacția durează 30 min cu o viteză a apei de 0,20 m/s:

Decantorul are aceeași formă și decantează în 2 ore cu viteza orizontală 0,01 m/s.

Camera de aerizare are înălțimea 2,5 m ; suprafața 1 $m^2/l/s$; viteza apei la duză (5,8 ... 6,6) m/s și înălțimea jetului (0,55 ... 1,10) m. Filtrarea s-a făcut într-un filtru tip Bollmann cu viteza (5 ... 6,68) m/oră într-un strat de nisip de 1,30 m cu bob 0,9 mm avînd rezistența totală 2,60 mCA și timpul între două spălări cca. 4 zile. Nu s-a aplicat postclorinare pentru sterilizare.

2.3. **Realizarea procesului de tratare în uzină și laborator.**

Fiind vorba de apă cu proprietăți asemănătoare, procesul de tratare este asemănător. Uzina model are însă în față sarcini sporite deoarece pînă la locul de captare conținutul impurităților în apă crește pe suprafața orașului. Apa este supusă următoarelor procese : amestecare cu coagulanți, coagulare, decantare, aerare, filtrare și clorinare.

Dispozitivele constructive la camere de reacție și decantor au realizat o mișcare liniștită a apei, fără zone de vîrtejuri sau curenți transversali puternici.

3. REZULTATE OBȚINUTE

După punerea la punct a fiecărui obiect din linia tehnologică arătată, în laboratorul semiindustrial s-a produs apă potabilă din apa rîului Beghei.

Procesul tehnologic a fost urmărit prin analizarea probelor de apă, recoltate înainte și după următoarele etape : reacție, decantare, aerare, filtrare.

Pentru o apreciere justă a eficacității tehnologice a diferitelor trepte ale procesului de tratare, este necesar a fi urmărită activitatea lor în zilele caracteristice din punct de vedere al calității apei brute ; de exemplu în perioada debitelor mari de primăvară, a celor mici de iarnă, la viiturile de vară și la debitele mici de toamnă. În prezenta lucrare prezentăm situația din două zile caracteristice ; prima din iarna 1963—64 (20. 12. 1963) și a doua din primăvara 1964 (17. 04. 1964). Aceste două zile au fost considerate caracteristice.

3.1. **Experimentarea din ziua caracteristică de iarnă.**

S-a prelucrat o cantitate totală de 26,019 m^3 în timp de 4 ore. Temperatura apei 2 °C.

Locul de lucrare a probei	pH	turbiditate SiO_2 mg/l	Subst. Consum $KMnO_4$	Fe mg/l	NH_3 mg/l	NO_2 mg/l	NO_3 mg/l	Cl mg/l	Mn
Apa brută la intrarea în stația chimică	7,4	28	15,2	0,60	0,20	0	2,6	21,7	0,35
După reacție	7,1	79	10,8	0,40	0,08	0	2,6	20,8	0,30
După decantare	7,2	82	11,7	0,40	0,08	0	2,6	19,9	0,05
După aerare	7,3	72	9,5	0,10	0,004	0	2,6	22,8	0,55
După filtrare	7,6	1	9,2	0,00	0,00	0	2,6	20,8	0,50

Apa obținută după filtrare nu a avut gust și nici miros.

3.2. **Experimentarea din ziua caracteristică de primăvară.**

S-au prelucrat 16,7 m³ apă în 3 ore. Temperatura apei : 12 °C. S-au folosit reactivii indicați la 2.2.

Rezultatele analizelor chimice sînt indicate mai jos :

Locul de luare a probei	*p*H	Turbiditate SiO_2 mg/l	Subst. org. Consum $KMnO_4$/l	Fe mg/l	NO_3	Mn mg/l
Intrare în st. chimică	6,5	49	18,1	0,5	1,2	0,05
După reacție	6,4	46	14,1	0,3	4,8	0,05
După decantare	6,5	28	13,2	0,1	3,1	0,05
După aerare	6,4	27	15,8	0,1	2,5	0,05
După filtrare	6,5	2,5	8,2	0	1,2	0

După filtrare apa nu a avut nici gust nici miros.

3.3. **Rezultatele probelor bacteriologice.**

Inainte de experimentare circuitele au fost dezinfectate cu hipoclorit de calciu. În timpul tratării s-a aplicat doza de clor arătată în cele de mai sus la nivel de preclorinare. Nu a fost necesar și nu s-a aplicat operația de post-clorinare.

Rezultatele obținute din punct de vedere al proprietăților bacteriologice sînt bune. Aceste rezultate se pot urmări în tabela de mai jos :

Caracteristici	Analiza bacteriologică a apei		Condiții de admisibilitate pentru apa potabilă	
	Nr. germeni/ml	Nr. coli/l	germeni/ml	coli/l
Apa brută	6 800	7 000	300	100
După reacție	186	0	—	—
După decantare	21	0	—	—
După aerare	14	0	—	—
După filtrare	6	0	100	0

3.4. **Aprecieri asupra eficacității dispozitivelor adoptate.**

Rezultatele obținute arată că după tratare, atît iarna cît și primăvara, apa a îndeplinit condițiile de potabilitate din punct de vedere fizic, chimic și bacteriologic.

Trebuie observat faptul că utilizarea preclorinării cu o doză de 0,59 mg×Cl/l, mai mică decît aceea aplicată la uzina orășenească, provoacă o micșorare apreciabilă a numărului de germeni și dispariția colilor. În același timp, conținutul de fier a fost redus de la 0,6 respectiv 0,5 mg/l la 0,1 mg/l, limita indicată de normele tehnice. Aceleași rezultate au fost asigurate și la uzină [3], cu unele procedee mai costisitoare decît cele care ar rezulta prin aplicarea studiilor de laborator.

Dozele de alaun, care la încercări au fost adoptate în limite destul de largi, au avut o acțiune de coagulare bună la valorile stabilite în uzinajul stației de tratare orășenești.

Reducerea conținutului de impurități din apă, în diferite trepte de tratare, urmărește aceleași rapoarte în linia tehnologică a uzinei și în aceea din laboratorul semiindustrial.

Din experiența de pînă acum a laboratorului de alimentări cu apă rezultă că la mici modificări ale parametrilor hotărîtori pentru desfășurarea proceselor de tratare corespund de asemenea mici modificări ale apei obținute în diferitele trepte ale liniei tehnologice. Acest fapt dă posibilitatea studierii fiecăruia dintre obiectele liniei tehnologice de tratare în parte pentru stabilirea domeniului optim de lucru și al eficienței maxime a acestora. În același timp s-a constatat că este utilă studierea în paralel a comportării altor obiecte care îndeplinesc aceleași servicii în procesul tehnologic al stației. Pentru o anumită categorie de apă de suprafață, se poate constitui în acest mod linia de tratare optimă, alcătuită la fiecare nivel al tratării din dispozitivele care asigură cele mai bune rezultate. Pînă în prezent, asemenea studii în cadrul laboratorului au fost efectuate pentru stabilirea tipurilor optime a camerelor de reacție, a decantoarelor și a filtrelor, din punctul de vedere al eficienței tehnologice și al condițiilor de uzinaj. Astfel se poate aprecia că bazinul de reacție cu șicane nu se comportă la același nivel ca și bazinele de reacție verticale cu palete, care la aceeași pierdere de sarcină asigură o mai bună aerare a apei. De asemenea, la o presiune mai ridicată, duzele de aerare au o eficiență cu mult sporită, sub aspectul micșorării conținutului de substanțe organice și a îmbunătățirii gustului.

Este încă necesară desfășurarea unui ciclu de experiențe pentru verificarea eficienței unor noi metode de tratare, legate îndeosebi de utilizarea altor reactivi și de îmbunătățirea parametrilor determinanți, în cadrul obiectelor care funcționează în prezent în linia tehnologică de tratare a apei de suprafață și care sînt adoptate în proiectul de amplificare a uzinei.

4. CONCLUZII

Pentru stabilirea procesului de tratare optim în cazul unei ape de rîu nu sînt suficiente studiile în laboratorul chimic și într-o stație pilot; sînt necesare studii într-un laborator care are posibilitatea modelării la scară semiindustrială a mai multor linii de tratare propuse.

În laboratorul semiindustrial se poate determina domeniul optim de lucru al fiecărui obiect component al liniei de tratare.

Posibilitățile laboratorului semiindustrial au fost verificate în condițiile apei rîului Beghei prin modelarea uzinei de tratare a apei de rîu din orașul Timișoara. S-a obținut apă potabilă (conform normelor în vigoare).

A rezultat, ca avantajoasă aplicarea preclorinării și intensificarea aerării apei prin mărirea vitezei la ieșirea din duză.

BIBLIOGRAFIE

1. Abramov N. N., Geniev N. N., Pavlov D. I., *Alimentări cu apă.* Trad. l. rusă. Moscova, 1953.
2. Trofin P., *Alimentări cu apă.* Curs vol. II, Bucureşti, 1961.
3. Zbegan V., Jura C., Giurconiu M., Nicoară Tr., Cercetări efectuate şi rezultate obţinute la uzina de apă de suprafaţă din oraşul Timişoara. Hidrotehnica Gospodărirea apelor, Meteorologie 1, 1964.
4. Zbegan V., Jura C., Giurconiu M., Nicoară Tr., Studiul funcţionării instalaţiilor de aerare şi filtrare ale complexului uzinei de apă de suprafaţă a oraşului Timişoara, Hidrotehnica Gospodărirea apelor, Meteorologia nr. 2, 1964.

ИЗУЧЕНИЕ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВОДЫ В ПОЛУПРОМЫШЛЕННОЙ ЛАБОРАТОРИИ С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ПИТЕВОЙ ВОДЫ

(РЕЗЮМЕ)

В работе указываются возможности изучения технологической линии для обработки поверхностей воды в условиях полупромышленной лаборатории.

В качестве характеристичных элементов большой важности в процессе обработки, были использованы предварительное хлорирование и аэрация.

Была получена вода соответствующая действующим техническим нормам и изучалось влияние главных рабочих параметров водопроводной станции поверхностной воды в гор. Тимишоаре.

STUDIUM DER OBERFLÄCHENWASSERBEHANDLUNG ZUR ERHALTUNG VON TRINKWASSER IN EINEM SEMIINDUSTRIELLEN LABORATORIUM

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird ein Studium über die Möglichkeit der Verwendung des halbindustriellen Laboratoriums zur Untersuchung der Oberflächenwasserbehandlung, dargestellt.

Als eigenartiges Element, von grosser Bedeutung in dem Behandlungsprozess, wurde eine Vorcklorung und Lüftung angewendet.

Man erhielt den jetzigen Trinkwassernormen entsprechendes Wasser und untersuchte zugleich den Einfluss der wichtigsten Funktionsparameter des Oberflächenwasserbehandlungswerks der Stadt Temesvar.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA

F 7414

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tomul 9 (23) Fasc. 2

IULIE—DECEMBRIE
— 1964 —